

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

ДОНБАСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

З.Л. ФІНКЕЛЬШТЕЙН, П.М. АНДРЕНКО, О.В. ДМИТРІЄНКО

**ЕКСПЛУАТАЦІЯ, ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА НАДІЙНІСТЬ
ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН І ГІДРОПРИВОДІВ**

Навчальний посібник

для студентів вищих технічних навчальних закладів, які навчаються
за напрямом підготовки «Інженерна механіка»

За редакцією проф. П.М. Андренка

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України

Харків
НТУ “ХПІ”
2014

УДК 62-85. 681.587.

ББК 34.447я73

Ф 59

Рецензенти:

Г.Й. Зайончковський, д-р техн. наук, проф., Національний авіаційний університет;

Д.О. Сьомін, д-р техн. наук, проф., Східноукраїнський національний університет
ім. В. Даля.

Гриф надано Міністерством освіти і науки України
(лист №1/11-2293 від 11.02.2014р.)

З.Л. Фінкельштейн

Ф 59 Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навч. посіб. / З.Л. Фінкельштейн, П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко; під ред. проф. П.М. Андренка. – Х. : Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2014. – 308 с.

ISBN 978-617-05-0098-4

Описано методи прикладної теорії надійності систем гідро- і пневмоприводів. Розглянуто фізичні та аналітичні моделі відмов гідравлічних і пневматичних елементів, машин та пристроїв. Наведено методи розрахунку і прогнозування показників їх надійності, а також зв'язок надійності з економічною ефективністю. Розглянуто організацію їх технічного обслуговування та експлуатації. Особливу увагу приділено системам регенерації і фільтрації робочих рідин, підготовки стисненого повітря, зменшення шуму та вібрації.

Для студентів напряму «Інженерна механіка», а також може бути корисним для аспірантів та інженерно-технічного персоналу.

Іл. 57. Табл. 37. Бібліогр. 49 назв.

УДК 62-85. 681.587.

ББК 34.447я73

ISBN 978-617-05-0098-4

© НТУ «ХПІ», 2014

ЗМІСТ

ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ	10
1.1. Надійність гідро- і пневмоприводів	10
1.2. Зв'язок надійності з економічною ефективністю	15
1.3. Показники надійності	26
Запитання для самоконтролю.....	29
РОЗДІЛ 2. ВІДМОВИ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ.....	30
2.1. Класифікація відмов	30
2.2. Фактори, які визначають надійність гідроприводу	32
2.3. Основні причини несправності агрегатів приводу.....	44
2.4. Моделі відмов	46
Запитання для самоконтролю.....	59
РОЗДІЛ 3. ПОКАЗНИКИ НАДІЙНОСТІ ТА ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДІВ	61
3.1. Показники надійності невідновних приводів.....	61
3.2. Показники надійності відновних приводів	65
3.3. Джерела інформації про надійність приводу. Критерії узго- дженості статистик.....	69
3.4. Методи оцінки розподілень	74
3.5. Наближене визначення законів розподілень	80
3.6. Оцінка кореляційних моментів та коефіцієнтів регресії	82
Запитання для самоконтролю.....	85
РОЗДІЛ 4. ВИЗНАЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПРИВОДУ НА ЕТАПІ ПРОЕКТУВАННЯ	86
4.1. Загальні задачі розрахунку показників і контролю надійності	86
4.2. Загальні рівняння надійності приводу	88
4.3. Метод неперевищень або “здатність витривалості – наван- таження”.....	91
4.4. Статистичний коефіцієнт запасу працездатності.....	94
4.5. Умови працездатності приводу.....	96
4.6. Статистична міцність (надійність за міцністю).....	97
4.7. Ймовірність безвідмовної роботи при дії знакозмінного на- вантаження.....	100
4.8. Коефіцієнт запасу довговічності	102

4.9. Метод структурних схем	103
Запитання для самоконтролю.....	116
РОЗДІЛ 5. ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ ПРИВОДІВ.....	117
5.1. Задачі та методи прогнозування.....	117
5.2. Модель зміни надійності приводу в період доопрацювання та виробництва.....	119
5.3. Прогнозування надійності приводу в процесі експлуатації....	125
5.4. Прогнозування характеристик приводу методом марківської апроксимації.....	127
5.5. Прогнозування надійності приводу методом експертних оцінок.....	132
5.6. Визначення параметричних запасів працездатності.....	140
Запитання для самоконтролю.....	148
РОЗДІЛ 6. ЕКСПЛУАТАЦІЯ ГІДРОПРИВОДІВ	149
6.1. Технічне обслуговування гідроприводів.	150
6.1.1. Вимоги до монтажу та пробного пуску гідроприводу.....	150
6.1.2. Технічне обслуговування гідроприводів	152
6.1.3. Ремонт гідроприводу.....	154
6.2. Технічне обслуговування робочої рідини.....	154
6.2.1. Вплив забрудненості робочої рідини на спрацювання.....	156
6.2.2. Вплив в'язкості робочої рідини на експлуатаційні характеристики гідравлічних систем.....	159
6.2.3. Старіння робочих рідин.....	163
6.2.4. Вибір вогнестійких робочих рідин.....	167
6.2.5. Усунення кавітації рідини.....	171
6.3. Регенерація робочих рідин.....	172
6.3.1. Установка для регенерації рідини в ємностях гідросистем.....	174
6.3.2. Стабілізація якості робочої рідини.....	177
6.4. Очищення деталей та вузлів гідросистем.....	178
6.4.1. Промивання трубопроводів.....	179
6.4.2. Технологічне очищення гідросистем.....	186
6.4.3. Гідродинамічне очищення.....	188
6.4.4. Контроль якості очищення деталей від механічних домішок.....	192

6.5. Ущільнення.....	193
6.5.1. Ущільнення для з'єднань зі зворотно-поступальним рухом.....	197
6.5.2. Ущільнення для з'єднань з обертальним рухом.....	200
6.5.3. Ущільнення для нерухомих з'єднань.....	207
6.6. Методи зниження рівня коливань та шуму в гідроприводах ..	209
6.6.1. Усунення коливань трубопроводів.....	217
6.6.2. Пасивні методи захисту від вібрацій.....	220
6.7. Вимоги до конструкції гідробака ..	225
6.8. Оптимізація режимів технічного обслуговування та діагностування гідроприводів машин ..	232
6.8.1. Моделювання процесів відновлення елементів гідроприводу.....	234
6.8.2. Визначення оптимальної періодичності технічного обслуговування та діагностування гідравлічних приводів.....	236
Запитання для самоконтролю.....	242
РОЗДІЛ 7. ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПНЕВМАТИЧНИХ ПРИВОДІВ ТА ПРИСТРОЇВ.....	244
7.1. Монтаж пневматичних пристроїв та систем ..	244
7.1.1. Монтаж трубопроводів.....	244
7.1.2. Монтаж пристроїв очищення повітря та масло розпилювачів.....	247
7.1.3. Монтаж пневмоциліндрів.....	249
7.1.4. Монтаж пневмомоторів.....	250
7.1.5. Монтаж пневмоапаратури.....	250
7.2. Технічне обслуговування пневматичних пристроїв, приводів та систем.....	251
7.2.1. Забруднювачі стисненого повітря.....	251
7.2.2. Контроль забруднення стисненого повітря.....	255
7.2.3. Обслуговування пристроїв очищення.....	256
7.2.4. Обслуговування мастильних пристроїв.....	258
7.2.5. Обслуговування пневмоапаратури та пневмодвигунів.....	260
7.2.6. Обслуговування трубопроводів.....	261
7.2.7. Контроль герметичності пневмопристроїв.....	263

7.2.8. Зниження рівня шуму та виносу масляних аерозолів під час роботи пневмоприводів.....	265
7.2.9. Організація технічного обслуговування пневмообладнання.....	267
7.3. Ремонт пневматичних пристроїв та приводів	271
7.3.1. Можливі несправності пневмопристроїв.....	273
Запитання для самоконтролю.....	274
ДОДАТКИ	277
Додаток А. Типові несправності в гідроприводі і способи їх усунення.....	277
Додаток Б. Значення квантилів нормального розподілення.....	280
Додаток В. Інтенсивності відмов деяких гідравлічних агрегатів та елементів.....	281
Додаток Д. Приблизний обсяг робіт при періодичному огляді, поточному, середньому та капітальному ремонтах.....	284
Додаток Ж. Характерні несправності пневмоапаратів і методи їх усунення.....	287
Додаток З. Приклад інструкції з монтажу і технічного обслуговування пневматичних приводів та пристроїв.....	300
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	304

ВСТУП

Навчальний посібник написано відповідно до навчальної програми дисципліни “Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів”, яка викладається студентам Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” та Донбаського державного технічного університету під час підготовки бакалаврів за напрямом 6.050502 – “Інженерна механіка” зі спеціальності 6.05050205 - 09 – “Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика”. Опанування матеріалу навчального посібника допоможе студенту оволодіти основами експлуатації, обслуговування та визначення показників надійності гідравлічних машин, гідро- пневмоприводів технологічних та мобільних машин, ознайомитися з особливостями їх конструктивного виконання, основними параметрами і характеристиками, а також особливостями робочих процесів, які мають місце під час їх експлуатації.

Матеріал посібника структурований за модульним принципом, він складається з двох модулів:

- модуля I “Надійність гідравлічних машин та гідро- пневмоприводів”;
- модуля II “Експлуатація та обслуговування гідравлічних машин та гідро- пневмоприводів”.

У модулі I викладено основні загальні положення прикладної теорії надійності гідравлічних машин, гідро- пневмоприводів технологічних та мобільних машин. Розглянуто фізичні і математичні моделі відмов елементів гідро- пневмоприводів. Наведено методи розрахунку і прогнозування показників надійності гідравлічних машин, гідропневмоприводів на етапі про-

ектування та експлуатації. Наведені приклади розрахунку показників надійності та економічної ефективності елементів, машин і систем гідро- пневмоприводів.

Модуль II присвячено вивченню організації технічного обслуговування та експлуатації гідравлічних машин і гідро- пневмоприводів. Розглянуто вибір типу робочої рідини, її фільтрація та регенерація. Наведено дані щодо технічного обслуговування систем гідро- пневмоприводів, гідравлічних та пневматичних пристроїв, у тому числі й оптимізацію режимів їх технічного обслуговування. Особливу увагу приділено системам регенерації, фільтрації робочих рідин, підготовки стисненого повітря і зменшення шуму та вібрації гідропневмоустаткування.

Надійність гідравлічних та пневматичних приводів. Завдяки своїм відомим перевагам гідравлічні і пневматичні приводи та пристрої знайшли широке застосування в різних галузях машинобудування як виконавчі механізми сучасних мехатронних модулів, систем керування виробничими процесами, технологічними та мобільними машинами. При цьому рівень використання гідравлічних і пневматичних приводів та пристроїв в машинах є непрямым показником їх технічного рівня. У таких галузях промисловості як літакобудування, гірничя тощо, де важливе значення мають габарити і маса устаткування, вартість гідропневмоагрегатів становить від 90 до 95 % його загальної вартості. Так, на літаку АН-148 розробки АНТК “АНТОНОВ” використовується понад 140 різних гідравлічних пристроїв.

Відповідно до ДСТУ 3455.3-96 гідравлічний (пневматичний) привід – сукупність пристроїв з одним або декількома об’ємними гідравлічними (пневматичними) двигунами для приведення в рух механізмів і машин за допомогою рідини (газу) під тиском.

Для оцінки технічного рівня гідравлічних і пневматичних приводів та пристроїв використовують такі основні показники [29]: призначення; конструктивні; надійності; економного використання матеріалу; економного використання енергії; ергономічні. Таким чином надійність є одним з основних показників технічного рівня машини, який значною мірою визначає її конкурентоспроможність. Надійність гідравлічного (пневматичного) приводу визначається як властивість виконувати задані функції, зберігаючи в часі значення встановлених експлуатаційних показників у заданих межах, які ві-

дповідують заданим режимам і умовам використання, технічного обслуговування, ремонту, зберігання і транспортування.

Забезпечення надійності та довговічності гідравлічних (пневматичних) приводів є складним завданням, яке потребує комплексного вирішення на всіх етапах життєвого циклу машини, на основі якісного і кількісного аналізу причин відмов, аналізу впливу зовнішніх (експлуатаційних) та внутрішніх (проектно - виробничих) факторів на працездатність, протікання фізичних процесів у гідравлічних (пневматичних) приводах при їх роботі. Оскільки зовнішні і внутрішні фактори, які впливають на працездатність та відмови машини є випадковими, основою теорії надійності, крім теорії гідро- пневмоприводів, є теорія випадкових процесів і теорія ймовірності. Зазначимо, що понад 30 % усіх відмов і несправностей, що виникають під час експлуатації сучасних повітряних суден, належать до відмов і несправностей елементів та агрегатів гідро- пневмоприводу.

Надійність та довговічність гідравлічних (пневматичних) приводів машин закладається на етапі проектування, забезпечується в процесі виробництва та підтримується на заданому рівні під час експлуатації.

У цьому навчальному посібнику враховуються особливості конструктивного виконання елементів та систем гідравлічних і пневматичних приводів. Зокрема, робота гідравлічних систем з номінальним тиском від 16 до 28 МПа, виникнення пульсації тиску та кавітаційних явищ в елементах гідроприводу тощо.

Під час підготовки навчального посібника використовувався багаторічний досвід викладання авторами однойменних навчальних дисциплін у Донбаському державному технічному університеті, Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут”, а також досвід провідних підприємств України з розроблення систем та елементів гідро-, пневмоприводу і гідропневмоавтоматики.

Автори висловлюють щире подяку рецензентам навчального посібника професорам Г.Й. Зайончковському і Д.О. Сьоміну за зауваження, які були враховані під час доопрацювання рукопису.

РОЗДІЛ 1

ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ

1.1. Надійність гідро- і пневмоприводів

Одним із сучасних напрямків створення ефективних виробництв на базі новітніх технологій є об'єднання різних засобів автоматизації у спільному технологічному процесі з переходом до автоматизованих та автоматичних технічних систем. Найбільш складним завданням при створенні таких систем є організація надійної та змістовної координації всіх пристроїв, особливо у випадку їх суттєвої різноманітності. Саме до таких систем належить більшість технічних об'єктів із засобами механіки, гідроавтоматики, пневмоавтоматики, гідроприводу і пневмоприводу у поєднанні з елементами електроавтоматики, сенсорики та керуванням за допомогою вільнопрограмованих контролерів. При цьому елементи та пристрої гідропневмоавтоматики забезпечують зв'язок між електронними пристроями керування, гідравлічними чи пневматичними виконавчими механізмами.

У загальному випадку метою створення будь-якої машини є ефективно її застосування за призначенням, тобто експлуатація. Під експлуатацією розуміємо застосування машини за призначенням, технічне обслуговування, ремонт, зберігання і транспортування. У процесі експлуатації машини властивості, що визначають її якість, зазвичай погіршуються. Здатність машини зберігати якість в процесі експлуатації визначається її надійністю, яка є інтегральним показником якості.

Надійність є одним із важливих показників якості і конкурентоспроможності машин, збудованих на базі систем гідравлічного та пневматичного приводу. Їх відмови призводять до непланових ремонтів, а також до простою основного обладнання. У свою чергу, це зменшує величину прибутку за рахунок зниження обсягів виробництва, збільшує собівартість машини чи виробу в результаті зростання умовно-постійних витрат на одиницю продукції, інших видів витрат. Це великою мірою стосується і систем гідравлічних та пневматичних приводів, вихід яких з ладу призводить до суттєвих втрат у виробництві. Визначити надійність машини можна, якщо відомі її призначення і конструкція, задані режими та умови її експлуатації при за-

стосуванні за призначенням, визначені експлуатаційні показники для кожного з режимів експлуатації та допустимі межі їх зміни.

Забезпечення потрібної надійності машини є комплексною проблемою, яка пов'язана з її життєвим циклом, а саме проектування, виготовлення та експлуатації, починаючи з моменту формування та обґрунтування ідеї створення нового зразка і закінчуючи прийняттям рішення про його списання. Основні технічні рішення щодо надійності, прийняті на стадії проектування, безпосередньо впливають на експлуатаційні й економічні показники приводу чи машини, які зазвичай суперечать один одному. Тому необхідно виявляти зв'язки між показниками надійності і можливістю їх реалізації на кожному етапі створення та експлуатації приводу. Надійність приводу закладається на етапі проектування, забезпечується в процесі виробництва та підтримується на заданому рівні під час експлуатації.

На стадіях укладання завдання та проектування приводу визначають оптимальні основні експлуатаційні параметри, умови і режими роботи. Висока надійність забезпечується використанням досконалих схемних рішень та компонування, новітніх матеріалів, сучасних методів проектування. Для цього необхідно знати: умови і режими роботи приводу; місце розташування в машині; параметри оточуючого середовища (температуру, вологість, наявність пилу, агресивність середовища тощо), значення та характер зміни в часі навантаження, тривалість та частоту включення, організацію технічного обслуговування і т. ін.

При виготовленні висока надійність забезпечується застосуванням новітніх технологій, сучасних методів випробувань і контролю. Недотримання технологічного процесу, допусків та посадок, використання матеріалів, які не відповідають вимогам проекту, призводить до зниження технічного рівня, в тому числі і надійності. На надійність приводу впливають також показники ергономіки та технічної естетики.

Крім параметрів і вимог, закладених у процесі проектування і виготовлення, на показники надійності впливають методи та умови експлуатації, прийнята система технічного обслуговування і ремонту, режими роботи і кваліфікація обслуговуючого персоналу.

Умовно в проблемі надійності можна виділити два напрямки: забезпечення надійності та її розрахунок (контроль). Підґрунтям першого напрямку

є традиційні конструкторські, технологічні методи створення високоякісних виробів та правильна їх експлуатація, другого – спеціальні математичні методи. На сьогодні ці два напрямки об'єдналися та органічно доповнюють один одного.

Наука про надійність вивчає закономірності зміни показників якості технічних пристроїв та систем і на цій основі розробляє методи, які з найменшими витратами часу і коштів забезпечують необхідну тривалість і безвідмовність їх роботи.

До системи гідро-, пневмоприводу входять:

- джерело живлення (насосна станція, з насосом з регульованою або нерегульованою подачею, чи компресор, акумулятор тощо);
- контрольно-регулююча та направляюча апаратура;
- виконавчі механізми (гідравлічні і пневматичні циліндри та мотори, неповноповоротні двигуни, мембранні та сильфонні виконавчі механізми);
- робоча рідина або газ, фільтруючі пристрої;
- трубопроводи, рукави та ущільнення;
- елементи монтажу та кріплення.

Вимоги високої точності регулювання та високої швидкодії, що пред'являються до систем гідро- і пневмоприводів, обумовлюють застосування замкнутих систем, які дозволяють здійснити реалізацію двох основних принципів:

1. Вихідна регульована величина (швидкість, момент, кут тощо), повинна з максимальною точністю відтворювати вхідний (керуючий) сигнал.
2. Вихідна регульована величина, по можливості, не повинна залежати від збурень, що діють на систему. При цьому збуреннями можуть бути напруга живлення, температура, момент навантаження, часові залежності параметрів тощо.

Таким чином, основним принципом керування сучасних систем гідро-, пневмоприводу є принцип зворотного зв'язку, який дозволяє здійснювати контроль якості регулювання за відхиленням керованого параметра від заданого. В ідеальному, для користувача, варіанті система гідро-, пневмоприводу, отримавши на вхід інформацію про мету керування, буде виконувати з бажаними показниками якості та точності заданий функціональний рух. Таким чином, система гідро-, пневмоприводу, по суті, повинна мати якості са-

моналагоджуваної системи [2].

Перспективною тенденцією схемного розв'язання систем гідроприводів є використання систем з адаптацією, збудованих з використанням LS (load sensing – чутливий до навантаження) модулів [10, 48]. Такі системи містять об'ємний насос з регульованою подачею та мають кращі енергетичні показники.

Застосування мехатронного підходу при створенні машин з гідравлічним або пневматичним приводом та комп'ютерним керуванням визначає їх основні переваги порівняно з традиційними засобами автоматизації [30]:

- відносно невелику ціну завдяки високому ступеню інтеграції, уніфікації і стандартизації усіх елементів та інтерфейсів;
- високу якість реалізації складного та точного руху виконавчих механізмів внаслідок застосування методів інтелектуального керування;
- високу надійність, довговічність та захищеність від збурень;
- конструктивну компактність модулів (аж до мініатюризації в мікромашинах);
- покращення масогабаритних та динамічних характеристик машин внаслідок спрощення кінематичних і комунікаційних ланок;
- можливість інтегрування функціональних модулів у складні системи і комплекси під конкретні завдання замовника.

Сучасною тенденцією проектування і виробництва промислового устаткування є використання блочно-модульного принципу. Для сучасних систем гідро- і пневмоприводу такими модулями є мехатронні модулі руху – синергетична сукупність механічних (гідромеханічних, пневмомеханічних), електротехнічних, електронних компонентів, інформаційних і програмних засобів, які реалізують досягнення заданого керованого руху. Це дозволяє:

- 1) проводити декомпозицію складних систем гідро- і пневмоприводу, зменшуючи кількість степенів вільності, отримувати їх ієрархічну структуру;
- 2) за результатами структурного синтезу спростити їх схемну реалізацію за рахунок мінімізації внутрішніх зворотних зв'язків, які можна отримати з інформаційної моделі, підпорядкувати структуру об'єкта процесу функціонування;
- 3) використовувати типові модулі при побудові систем гідро-, пневмо-

приводу.

Однією з основних вимог, що ставиться до сучасних систем гідро-, пневмоприводу, є покращення їх шумових характеристик (зменшення шуму та вібрації), які досить жорстко регламентовані відповідними ДСТУ. Для систем гідроприводу на сьогодні існує два шляхи вирішення цієї проблеми. Перший – використання новітньої серії насосів, які мають краще компонування блоків керування, і систему керування від ПК, та забезпечують: безступінчасте регулювання тиску та подачі; можливість обмеження потужності; високу точність, завдяки наявності замкнутого контуру регулювання з датчиками тиску та кута повороту похилої шайби; високу швидкодію; дозволяють пристосовувати параметри під конкретні вимоги замовника [36]. Другий – застосування гідравлічних гасителів пульсацій тиску робочої рідини [3]. Для систем пневмоприводів – це застосування гасителів шуму.

Поліпшення енергетичних характеристик гідроагрегатів за рахунок підвищення рівня тиску, використання гідропневмоаккумуляторів, які використовують як основні, додаткові чи аварійні джерела енергії, що дозволяє забезпечити надійність роботи системи, знизити потужність джерела живлення, рекуперацію потужності у машинах циклічної дії, зменшити розміри та вартість елементів системи, суттєво підвищити ККД тощо.

Підвищення показників технічного рівня, енергетичних характеристик, ефективності функціонування та експлуатації систем гідро- і пневмоприводу за рахунок використання гідроапаратів з суттєво поліпшеними статичними і динамічними характеристиками, в тому числі і з осциляцією [5]. Застосовувати апарати вкручуваного монтажу, у тому числі з пропорційним керуванням. Використовувати для виготовлення ущільнень нових термопластичних поліуретанів Р6000, які стійкі до екструзії та високих температур, хімічно стійкі та мають малий коефіцієнт тертя. Поліпшенню енергетичних характеристик систем гідро- і пневмоприводу сприяє використання: високоінтегрованих модулів, у тому числі таких, що об'єднують декілька функцій.

Таким чином, підвищення показників технічного рівня, поліпшення енергетичних характеристик та ефективності функціонування і експлуатації в промисловості систем гідро- і пневмоприводу лежить в площині застосування мехатронного підходу, замкнутих систем з комп'ютерним керуван-

ням, використання при їх побудові блочно-модульного принципу, новітньої серії насосів, компресорів, гідропневмоаккумуляторів, гідравлічних та пневматичних компонентів з суттєво поліпшеними статичними і динамічними характеристиками.

1.2. Зв'язок надійності з економічною ефективністю

Сучасний рівень технічного виробництва принципово дозволяє створювати вироби практично з будь-якою високою надійністю, питання полягає в тому, які витрати і час будуть потрібні для досягнення поставленої мети. Витрати на створення приводу з високою надійністю можуть бути настільки великі, що ефективність від підвищення надійності не покриє витрат у процесі експлуатації машини.

Таким чином, при забезпеченні потрібного рівня надійності перш за все потрібно виходити з отримання найбільшої сумарної економічної ефективності з урахуванням витрат на розробку, виробництво та експлуатацію і того позитивного ефекту, який отримують при використанні машини за призначенням.

Оцінку економічної ефективності приводу здійснюють порівнянням сукупності найважливіших показників його якості з відповідною сукупністю показників базового зразка, який характеризує оптимальний рівень якості продукції цього виду і типорозміру [14]. В умовах ринкової економіки найважливішим показником, який визначає доцільність виробництва і впровадження у промисловість розроблюваного приводу, – є економічний ефект. Зазначимо, що під ефектом зазвичай розуміють різницю між результатами та витратами або абсолютну величину вигоди, одержаної від впровадження наукових розробок. В умовах товарно-грошових відносин виміром ефекту є грошова одиниця.

При визначенні госпрозрахункового економічного ефекту розраховують масу прибутку, яка є синтетичним показником діяльності підприємства і найбільш поширеним показником визначення ефекту при виконанні проектних робіт. Комерційний ефект на основі маси прибутку розраховують як величину залишкового прибутку Π , що залишається у розпорядженні підприємства [45]

$$\Pi = \sum_{i=1}^t (P_t - 3_t - H_{\text{пр}t}) \alpha_t, \quad (1.1)$$

де t – період випуску і реалізації виробу, приймають $t = 5$ років; 3_t – вартісна оцінка витрат на виробництво виробу в t -му періоді; P_t – вартісна оцінка результатів виробництва в t -му періоді; $H_{\text{пр}t}$ – податок на прибуток в t -му періоді; α_t – коефіцієнт дисконтування результатів, який враховує фактор часу, який розраховують згідно з залежністю [24]

$$\alpha_t = 1 / (1 + E_{\text{пр}}^*)^{t_1 - 1}, \quad (1.2)$$

де $E_{\text{пр}}^*$ – коефіцієнт приведення результатів і витрат, зіставлений з урахуванням фактору часу, $E_{\text{пр}}^* = 0,1$ [24]; t_1 – кількість років, що відокремлюють результати цього року від кінця розрахункового періоду.

Величину вартісної оцінки результатів виробництва в t -му періоді визначають за формулою [45]

$$P_t = \Pi_{\text{од}} N_{\text{ф}}, \quad (1.3)$$

де $\Pi_{\text{од}}$ – ціна одиниці виробу, що проектується [28]; $N_{\text{ф}}$ – фактичний річний обсяг продаж з урахуванням ступеня ризику $\beta = 5\%$, який розраховують за формулою

$$N_{\text{ф}} = N_{\text{річ}} (1 - \beta / 100), \quad (1.4)$$

де $N_{\text{річ}}$ – річний обсяг випуску приводу.

Величину вартісної оцінки витрат на виробництво виробу в t -му періоді визначають за формулою

$$3_t = C_{\text{повн}} N_{\text{річ}}, \quad (1.5)$$

де $C_{\text{повн}}$ – повна собівартість одиниці продукції, яка визначається за інформацією підприємств-виробників, наприклад [28].

Величину податку на прибуток розраховують за формулою [45]

$$H_{\text{пр}t} = (P_t - 3_t) \% H_{\text{пр}t} / 100, \quad (1.6)$$

де $\% H_{\text{пр}t}$ – затверджений відсоток податку на прибуток, $\% H_{\text{пр}t} = 25\%$.

На наступному етапі проводять оцінку конкурентоспроможності розробленого приводу за показниками його технічного рівня. Для цього параметри розробленого приводу зіставляють з аналогічними параметрами ета-

лонного. Значення показників технічного рівня визначають розрахунковим методом за нормативно-технічною документацією. Зауважимо, що відповідно до [14] оцінку приводу проводять за тим показником, за яким є дані про аналог.

Ступінь відповідності параметрів оцінюваного приводу-еталона розраховують за формулою [45]

$$I_i = P_i / P_i^e, \quad (1.7)$$

де I_i – параметричний індекс i -го параметра; P_i та P_i^e – відповідно значення i -го споживацького параметра оцінюваного виробу і виробу-еталона.

Відносний показник рівня звука визначають за формулою [14]

$$L = 10^{\frac{\Delta p}{20}}, \quad (1.8)$$

де Δp – різниця тисків у гідроприводі.

Значення відносного показника рівня звука визначають за таблицями, наведеними в [14], залежно від точності підтримування тиску в приводі.

Зведений індекс показників технічного рівня розраховують за формулою

$$I_u = \sum_{i=1}^n B_i I_i, \quad (1.9)$$

де I_i – величина параметричного індексу i -го параметру; B_i – величина вагомості i -го параметра.

Рівень показників технічного рівня приводу визначають за формулою

$$K = I_u / I_{\text{ва}}, \quad (1.10)$$

де $I_{\text{ва}}$ – зведений індекс показників технічного рівня приводу-аналога.

Якщо невідомі номінальні значення тиску, витрати, ККД і надійності аналога, проекту та еталона, при розрахунку показників технічного рівня вважають, що вони однакові. За розрахунком зведеного індексу показника технічного рівня приводу встановлюють його приналежність до категорії якості, якщо він більш ніж 0,8, то привід за показниками технічного рівня відповідає вищій категорії якості (кращим аналогам), а якщо більше за 1,0, то перевищує світовий рівень [14].

За результатами розрахунку зведеного індексу показників технічного рівня виробу за залежністю (1.9) визначають конкурентоспроможність роз-

робленого приводу. Якщо $K \geq 1,0$, тобто розроблений привід за показниками технічного рівня перевищує привід-аналог.

Економічну ефективність підвищення надійності приводу визначають на основі загального принципу зіставлення результатів і витрат. Збільшення надійності приводу пов'язане зі збільшенням витрат на їх виробництво і відповідно до їх цін. Це призводить до зростання витрат на їх придбання у споживачів і амортизаційних відрахувань на реновацію. Однак вони зазвичай перекриваються перевагами в експлуатації. До них належать зменшення витрат на ремонти з відновлення працездатності машини та величини матеріальних збитків при їх відмовах.

Розрахунок економічної ефективності приводу базується на використанні поширених показників величин фактичного та попереднього ефекту нововведень [44]. Серед них – маса і норма прибутку, чиста поточна вартість та коефіцієнт чистої поточної вартості $K_{чпв}$, внутрішня норма доходності та ін. Ефект у виробництві розраховували як різницю витрат і відповідно ціни при різних рівнях надійності приводу і перевагами, які отримує споживач при підвищенні надійності машини. Необхідно зазначити, що для приводів характерна наявність значної номенклатури типових елементів. Тому залежність величини собівартості їх виготовлення від рівня їх надійності є величиною дискретною.

В основу цих розрахунків закладено необхідність оптимізації техніко-економічних параметрів машини, що дозволяє встановити раціональні границі їх підвищення на підставі розрахунку величини економічного ефекту від виробництва та використання виробів із різним рівнем їх техніко-економічних параметрів. Зазвичай використовують метод функціонально-вартісного аналізу, на основі якого визначають найбільш раціональні шляхи підвищення надійності конструкції приводу. При використанні цього методу досить повно враховуються економічні наслідки від відмови приводу. Проводять оптимізацію одного з найважливіших показників надійності привода – інтенсивності відмов, який характеризує як витрати на ремонт, так і величину економічних збитків, що мають місце у результаті відмови промислових зразків. Цільова функція для розв'язання цієї задачі має вигляд [44]

$$B = K_p C_i C_{tm} (\alpha_t + H_{ai}) + n_{npi} t_{bi} \alpha + C_{toi} + C_{vni} + C_{ini} \rightarrow \min, \quad (1.11)$$

де B – величина приведених витрат при визначенні величини попереднього

ефекту приводу або величина їх ціни у першому наближенні; K_p – коефіцієнт, що враховує перевищення ціни над собівартістю (рівень рентабельності), $K_p = 1,25$ [45]; C_i – собівартість виготовлення i -го приводу або його елемента; C_{tm} – коефіцієнт, що враховує витрати на монтаж та транспортування виробу споживачу, $C_{tm} = 1,04$ [45]; α_t – коефіцієнт дисконтування, який враховує фактор часу, на сьогодні його чисельна величина в Україні може бути прийнята у розмірі 0,1; H_{ai} – норма амортизації i -го приводу на реновацію у відсотках від його відпускної ціни, $H_{ai} = 15\%$ [24]; n_{pri} – кількість простоїв через відмову i -го приводу чи машини протягом року, визначається на основі теорії надійності; t_{bi} – середній час відбудови i -го приводу чи його елемента; α – часові витрати від відмови привода; C_{toi} – витрати на технічне обслуговування i -го приводу; C_{vni} – витрати на непланові ремонти i -го приводу; C_{ini} – інші витрати, що мають місце в конкретних умовах експлуатації приводу.

За аналізом літературних джерел приймають: t_{bi} – середній час відновлення i -го приводу чи його елемента; α – часові витрати від відмови привода; n_{pri} – кількість простоїв через відмову i -го приводу; C_{vni} – витрати на непланові ремонти i -го приводу, інші величини, що входять до цільової функції (1.11).

Собівартість виготовлення i -го приводу визначають за залежністю [45]

$$C_i = C_{\text{пит}} P(t), \quad (1.12)$$

де $C_{\text{пит}}$ – питома собівартість приводу-аналога, грн/ймовірність безвідмовної роботи привода; $P(t)$ – величина ймовірності безвідмовної роботи приводу (основного технічного параметра).

При розрахунку ймовірності безвідмовної роботи приводу варіюваними параметрами є значення інтенсивності відмов окремих його елементів, які обмежують їх крайніми значеннями.

Як параметричне обмеження приймають $0 < P(t) \leq 1$.

У загальному випадку мінімум функції (1.11) може бути знайдений за допомогою програм, наведених у роботі [7], наприклад методом найшвидшого спуску. Визначають значення цільової функції в крайніх точках надійності. Зазначимо, що мінімальним витратам на ремонт і величині економіч-

них збитків відповідає мінімальне значення інтенсивності відмов розробленого приводу.

Склад економічних збитків при експлуатації приводу в машині. При виході з ладу приводу порушується робота машини. Зазначимо, що рівень надійності приводу впливає не тільки на величину витрат на його ремонт та обслуговування. Його відмова призводить до простою машини, що, в свою чергу, викликає збитки, пов'язані зі зниженням випуску виробів.

Економічну оцінку величини матеріальних збитків у споживача Z_3 виконують на підставі використання правила тотожності зіставлення величин ефектів за варіантами. При цьому всі види збитків, пов'язані з простоями машини, розраховують у порівнянні із їх нормативною продуктивністю за відсутності відмов та її величиною за наявності відмов. Зростання капіталовкладень ΔK у зв'язку з необхідністю створення додаткових виробничих потужностей у результаті недовикористання існуючої машини та відмовою приводу розраховують за формулою

$$\Delta K = K_1 P_d T_{\text{пр}}, \quad (1.13)$$

де K_1 – питомі капітальні витрати на виробництво одиниці продукції; P_d – добова продуктивність машини; $T_{\text{пр}}$ – кількість діб простою машини на рік у зв'язку з відмовою приводу.

Втрати прибутку $\Delta \Pi$ визначають як різницю між ціною C_1 та середньою собівартістю C_1 одного виробу помножену на час простою обладнання і добовою продуктивністю за залежністю

$$\Delta \Pi = (C_1 - C_1) T_{\text{пр}} P_d. \quad (1.14)$$

В формулі (1.14) різницю $(C_1 - C_1)$ подають як $C_1 \% \text{Пр}$, де $\% \text{Пр}$ – відсоток прибутку у ціні на одиницю виробу.

Експлуатаційні збитки при відмові приводу ΔE розраховують за формулою

$$\Delta E = C_p + \Delta A + \Delta \text{НВ}, \quad (1.15)$$

де C_p – річні витрати на усунення раптових відмов приводу; ΔA – недоамортизація обладнання на одиницю продукції у результаті зменшення випуску продукції; $\Delta \text{НВ}$ – зростання накладних витрат у собівартості одиниці продукції у зв'язку з простоєм машини.

Складові, які входять до (1.15), визначають за такими формулами:

$$C_p = n_B [C_m + 3П_p t_p (1 + \% 3П) + 3П_{1г} t_p \% НВ],$$

де n_B – кількість відмов приводу, од./рік; C_m – вартість матеріалів на один ремонт, грн/од.; $3П_p$ – заробітна плата ремонтного персоналу, грн/рік; $\% 3П$ – нарахування на заробітну плату у відсотках; $3П_{1г}$ – годинна заробітна плата ремонтників, грн/год; t_p – час заміни приводу, год/од.; $\% НВ$ – відсоток накладних витрат до заробітної плати;

$$\Delta A = Ц_{об} H_a T_{пр} / \Phi_d, \quad (1.16)$$

де H_a – норма амортизації обладнання, 15 %; Φ_d – дійсний річний фонд роботи обладнання, діб/рік;

$$\Delta НВ = Ц_1 (1 - \% Пр) \gamma_{НН} П_d \Phi_d T_{пр} / \Phi_d, \quad (1.17)$$

де $\% Пр$ – відсоток прибутку у ціні на одиницю виробу; $\gamma_{НН}$ – питома вага накладних витрат у собівартості одиниці виробу.

Визначають окремі складові, що входять до формули (1.15), та: зростання капіталовкладень у зв'язку із необхідністю створення додаткових виробничих потужностей; втрати прибутку; експлуатаційні збитки. Проводять аналіз складу економічних збитків при експлуатації приводу в машині.

Приклад 1.1. Розрахувати величини залишкового прибутку, що залишається у розпорядженні підприємства, для гасителя пульсацій тиску та гідроагрегату стенда для випробування гідроапаратури з гасителем. Дано: період випуску і реалізації виробу становить 5 років; річний обсяг випуску гасителів пульсацій тиску становить 50 шт., а стендів – 5 шт.; ціна гасителя пульсацій тиску становить 1554 грн, а стенда для випробування гідроапаратури з гасителем – 45760 грн.

Розв'язок. Розрахунок величини залишкового прибутку, що залишається у розпорядженні підприємства, та окремих його складових проводили за формулами (1.1)–(1.6), результати розрахунку зводили в табл. 1.1.

З табл. 1.1 видно, що при реалізації 50 гасителів пульсацій тиску величина залишкового прибутку Π , що залишається у розпорядженні підприємства, становить 10959 грн у рік, (одного гасителя – 219 грн у рік), а 5 гідроагрегатів стендів для випробування гідроапаратури з гасителем пульсацій тиску – 46078 грн у рік (одного гідроагрегату стенда – 9215,5 грн у рік). Таким чином, виробництво гасителя пульсацій тиску та гідроагрегату стенда для випробування гідроапаратури з гасителем є повністю економічно обґрунтованим.

Таблиця 1.1 – Результати розрахунку величини залишкового прибутку П, що залишається у розпорядженні підприємства при реалізації гасителя пульсацій тиску (ГПТ) та гідроагрегату (ГА) стенда для випробування гідроапаратури з гасителем (ГА з ГПТ)

ГА	Показник, грн								
	$\Pi_{\text{од}}$	$N_{\text{річ}}$	$N_{\text{ф}}$	$C_{\text{повн}}$	$З_t$	P_t	$H_{\text{прт}}$	П	П/5
ГПТ	1554	50	47	1243	62150	73038	2722	54794	10959
ГА з ГПТ	45760	5	5	36602	183020	228800	11445	230388	46078

Приклад 1.2. Дати оцінку конкурентоспроможності гасителя пульсацій тиску та гідроагрегату стенда для випробування гідроапаратури з гасителем. Як еталон взяти гаситель пульсацій тиску без пружних елементів. При розрахунку показників технічного рівня прийняти, що номінальні значення тиску, витрати, ККД, надійність аналога, проекту та еталона однакові. Номінальні параметри гасителів пульсацій тиску та стенда для випробування гідроапаратури з гасителем задані (табл. 1.2 і 1.3).

Розв’язок. Параметри розробленого гасителя пульсацій тиску зіставляли з аналогічними параметрами гасителя без пружних елементів. Використовували формули (1.7) – (1.10). Вагомість показника в балах визначали шляхом експертних оцінок. Зазначимо, що вагомість показника можна взяти з літератури, наприклад з роботи [14]. Значення відносного показника рівня звуку визначали за таблицями, наведеними в [14], залежно від точності підтримування тиску в гідроагрегаті.

Зведений індекс показника технічного рівня гасителя пульсацій тиску становить 0,9746. За результатами розрахунку зведеного індексу показників технічного рівня виробу (табл. 1.2), за залежністю (1.10) визначили конкурентоспроможність розробленого гасителя. $K = 1,04$, тобто розроблений гаситель пульсацій тиску за показниками технічного рівня перевищує виріб-аналог.

Підвищення технічного рівня гідроагрегату стенда для випробування гідроапаратури з гасителем (табл. 1.3) обумовлено тим, що використання гасителя пульсацій тиску дозволило підвищити точність підтримання в ньому тиску та зменшити рівень шуму.

За результатами розрахунку зведеного індексу показників технічного рівня гідроагрегату стенда для випробування гідроапаратури з гасителем (табл. 1.3) він становить 0,9946, за класифікацією [14] за технічним рівнем відповідає кращим аналогам. Конкурентоспроможність розробленого гідроагрегату стенда для ви-

пробування гідроапаратури з гасителем $K = 1,064$, тобто за показниками технічного рівня він перевищує виріб-аналог.

Таблиця 1.2 – Оцінка показників технічного рівня розробленого гасителя пульсацій тиску

Найменування основних параметрів	Величина показників якості за варіантами			Відносний показник технічного рівня виробу		Вагомість показника, бали	Зведений індекс показника технічного рівня	
	аналог	проект	еталон	аналог	проект		аналог	проект
1. Коефіцієнт гасіння	6	8	10	0,6	0,8	0,1	0,06	0,08
2. Перевищення тиску від номінального при різкому перевантаженні гідроагрегата, %	10	7	7	0,7	1,0	0,05	0,035	0,05
3. Маса, кг	3,5	3,7	3,5	1,0	0,946	0,1	0,1	0,0946
4. Відносний рівень звука	1,7	1,4	1,4	0,82	1,0	0,05	0,041	0,05
5. Однакові показники	–	–	–	1,0	1,0	0,7	0,7	0,7
Комплексний показник	–	–	–	–	–	1	0,936	0,9746

Таблиця 1.3 – Оцінка показників технічного рівня гідроагрегату стенда для випробування гідроапаратури з гасителем

Найменування основних параметрів	Величина показників якості за варіантами			Відносний показник технічного рівня виробу		Вагомість показника, бали	Зведений індекс показника технічного рівня	
	аналог	проект	еталон	аналог	проект		аналог	проект
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1. Точність підтримання тиску в гідроагрегаті, %	7,93	3,7	3,5	0,44	0,946	0,1	0,044	0,0946
2. Відносний рівень звуку	1,7	1,4	1,4	0,82	1,0	0,05	0,041	0,05
3. Однакові показники	–	–	–	1,0	1,0	0,85	0,85	0,85
Комплексний показник	–	–	–	–	–	1	0,935	0,9946

Приклад 1.3. Дати економічну оцінку надійності гасителя при розробці та експлуатації. Дано: середній час відновлення i -го гасителя чи його елемента $t_{bi} = 2,4$ год; часові витрати від відмови гасителя $\alpha = 18,8$ грн/год; кількість простоїв через відмову i -го гасителя $n_{pri} = 1,3/P(t)$ 1/ймовірність безвідмовної роботи гасителя; витрати на непланові ремонти i -го гасителя $C_{vni} = 410/P(t)$ грн/ймовірність безвідмовної роботи гасителя; питома собівартість гасителя-аналога, $C_{пит} = 1253$ грн/ймовірність безвідмовної роботи гасителя. Відомі граничні значення ймовірності безвідмовної роботи гасителя за 10 000 год: $P_{max}(10\,000) = 0,94$; $P_{min}(10\,000) = 0,893$.

Розв'язок. Приймали, що середній час відбудови i -го гасителя чи його елемента t_{bi} , часові витрати від відмови гасителя α , витрати на технічне обслуговування i -го гасителя C_{toi} та інші витрати C_{ini} , які залежать від конкретних умов експлуатації гасителя, кваліфікації обслуговуючого персоналу та оснащення підприємства, для варіантів, що розглядаються, є однаковими. Це дозволило цільову функцію (1.11) записати у вигляді

$$B = K_p C_i C_{tm} (E_t + H_{ai}) + n_{pri} t_{bi} \alpha + C_{vni} \rightarrow \min. \quad (1.18)$$

Визначали за залежністю (1.12) собівартість виготовлення i -го гасителя. Вводили параметричне обмеження $0 < P(t) \leq 1$.

Визначення цільової функції в крайніх точках надійності при ймовірності безвідмовної роботи гасителя що дорівнює 0,979 та 0,893, показало, що вона відповідно становить 2472,04 грн та 2342,92 грн. Таким чином, мінімальним витратам на ремонт і величині економічних збитків відповідає мінімальне значення інтенсивності відмов розробленого гасителя.

Аналіз залежності величини приведених витрат (1.18) показує, що зі зменшенням надійності гасителя зменшується перший доданок, який є добутком рівня рентабельності, собівартості виготовлення гасителя, коефіцієнта, що враховує витрати на монтаж та транспортування, на суму коефіцієнта дисконтування і норми амортизації на реновацію. При цьому збільшуються два інших доданки, які характеризують добуток кількості простоїв через відмову гасителя на середній час його відбудови і часові витрати від цієї відмови, та витрати на непланові ремонти. Прирівнявши перший доданок, до двох інших, визначили граничний рівень ймовірності безвідмовної роботи гасителя (надійності). Згідно з розрахунками він становить $P_{гр} = 0,48$, а ймовірність безвідмовної роботи розробленого гасителя, у якого всі елементи мають максимальне значення інтенсивності відмов (виконані на межі

технологічних допусків – мають максимальні значення інтенсивності відмов) $P = 0,893$. Мінімальне значення ймовірності безвідмовної роботи розробленого гасителя в 1,86 рази перевищує граничне значення, таким чином, надійність розробленого гасителя достатньо висока.

Приклад 1.4. Визначити склад економічних збитків при експлуатації гасителя пульсацій тиску в гідроагрегаті стенда для випробувань гідроапаратів. Дано: %Пр – відсоток прибутку у ціні на один гідроапарат, 0,32; γ_{HH} – питома вага накладних витрат у собівартості одного гідроапарату, 0,15; K_1 – питомі капітальні витрати на виробництво одного гідроапарата, 423 грн; Π_d – добова продуктивність стенда, 14 шт./добу; $T_{пр}$ – кількість діб простою стенда на рік у зв'язку з відмовою гасителя, 0,07 діб/рік.

Розв'язок. За формулою (1.13) розраховували збільшення капіталовкладень ΔK , а за формулою (1.14) збільшення капіталовкладень ΔK у зв'язку із необхідністю створення додаткових виробничих потужностей, у результаті недовикористання існуючого стенда. Використовуючи формули (1.16) і (1.17), визначали складові, що входять до формули (1.15). У результаті розрахунку отримали: $C_p = 45,3$ грн; $\Delta A = 0,5$ грн; $\Delta HВ = 125,95$ грн, тоді отримали $\Delta E = 171,75$ грн. Результати розрахунку зводили в табл. 1.4.

Таблиця 1.4 – Втрати споживачів та їх питома вага

Од. вим.	Додаткові капіталовкладення	Втрати прибутку	Експлуатаційні збитки				Загальна сума збитків
			непланові ремонти	недоамортизація	зростання накладних витрат	загальна сума	
грн	414,5	192,6	45,3	0,5	125,95	171,75	778,85
%	53,22	24,73	5,82	0,06	16,17	22,05	100

Таким чином, економічні збитки при експлуатації гасителя в гідроагрегаті стенда для випробувань гідроапаратів становлять: збільшення капіталовкладень у зв'язку із необхідністю створення додаткових виробничих потужностей – 414,5 грн; втрати прибутку – 192,6 грн; експлуатаційні збитки – 171,75 грн.

Найбільшу питому вагу збитків становлять втрати на додаткові капіталовкладення – більш ніж 53 %, та втрати прибутку підприємства за час відновлення стенда – майже 25 % (табл. 1.4). Зауважимо, що абсолютні величини збитків збільшуються при випуску гідроапаратів з більш високою ціною.

1.3. Показники надійності

Показники надійності використовуються для порівняння варіантів конструктивних рішень, обґрунтування заходів щодо підвищення технічного рівня, розробки технології експлуатації, ремонтів та зберігання, встановлення норм запасних частин. Всі показники надійності поділяють на одиничні та комплексні. Одиничні показники характеризують одну будь-яку властивість надійності приводу, а комплексний показник – декілька властивостей, що складають надійність.

Усі показники надійності визначаються станом приводу, яких може бути два: працездатний (працездатність) і непрацездатний (непрацездатність).

Працездатний стан – стан приводу, при якому він здатний виконувати задані функції, зберігаючи значення заданих параметрів у межах, встановлених нормативно-технічною документацією (ДСТУ, технічними умовами, та іншою документацією з експлуатації приводу).

Непрацездатний стан – стан приводу, при якому значення будь-якого заданого параметра, який характеризує його здатність виконувати задані функції, не відповідає вимогам нормативно-технічної документації.

Безвідмовна робота (безвідмовність) – властивість приводу безперервно зберігати працездатність протягом деякого часу або деякого напрацювання.

Напрацювання – тривалість або обсяг роботи приводу, які можна виражати часом у годинах, циклами спрацювань, обсягом виконаної роботи в тоннах, кубометрах та ін.

У процесі експлуатації або дослідження розрізняють напрацювання добове, місячне, річне, напрацювання до першої відмови, до першого ремонту тощо.

Привід у будь-який момент часу знаходиться в справному чи несправному стані.

Справний стан – стан, при якому привід відповідає всім вимогам, встановленим нормативно-технічною документацією. Якщо привід не відповідає хоча б одній вимозі, встановленій нормативно-технічною документацією, то такий стан вважається несправним, тобто в приводі виникла якась несправність.

Непрацездатний стан приводу виявляється через відмову.

Відмовою називається подія, яка порушує працездатність приводу. Для кожного приводу ознаки відмов встановлено в нормативно-технічній документації.

Зазначимо, що несправний привід може бути працездатним, причому група параметрів, яка визначає його працездатність, знаходиться у заданих межах, а деякі характеристики, які безпосередньо не впливають на працездатність, не відповідають вимогам. Наприклад, пошкодження фарбування, ржа, невеликі тріщини тощо, які є несправностями, але до певних меж не впливають на працездатність. До непрацездатного стану привід може перейти тільки через відмову як зі справного стану, так із несправного, але працюючого.

Безвідмовна робота – властивість приводу безперервно зберігати працездатність протягом деякого часу або деякого напруження.

Довговічність – властивість приводу зберігати працездатність до початку граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування і ремонтів. Граничний стан визначають ознаки, які обговорені в технічній документації.

Граничний стан – стан, при якому подальша експлуатація приводу повинна бути зупинена через не усунене порушення вимоги безпечності, зниження ефективності експлуатації та необхідність проведення ремонтів. Ознаки граничного стану встановлюються експлуатаційною документацією.

Основними показниками граничного стану є моральне та фізичне зношення. Моральне зношення обумовлене тим, що споживча вартість машини стає менше допустимої, встановленої для цієї галузі промисловості. Фізичне зношення призводить до збільшення витрат, пов'язаних з ненадійністю приводу.

Для оцінки довговічності використовують дві категорії показників. До першої належать показники, що характеризують вихід за допустимі межі основних технічних характеристик, вихідних параметрів (ККД, тиск, потужність, швидкість тощо). У цьому випадку основними показниками надійності буде ресурс (або термін служби).

До другої категорії належать показники, що характеризують здатність приводу виконувати свої функції з мінімальними витратами на ремонт та

обслуговування.

Показником, який визначає довговічність приводу, є коефіцієнт технічного використання [39]:

$$K_T = T_p / \left(T_p + \sum_{i=1}^n T_{pm\ i} \right),$$

де T_p – час роботи приводу за період експлуатації; $T_{pm\ i}$ – сумарна тривалість ремонту за цей період експлуатації.

Коефіцієнт технічного використання є безрозмірним ($0 < K_T < 1$) і чисельно рівним ймовірності того, що в довільно взятий момент часу привід працює, а не знаходиться у ремонті.

Час, який витрачається на ремонт та технічне обслуговування приводу, залежить не тільки від методів експлуатації та технології ремонту, а також від його конструкції, пристосованості до ремонтів, тобто від ремонтпридатності.

Ремонтпридатність – властивість приводу пристосовуватися до попередження і виявлення причин виникнення його відмов, пошкоджень та усунення їх наслідків шляхом проведення ремонтів та технічного обслуговування.

Зберігання – властивість приводу безперервно зберігати справний та працездатний стан протягом і після зберігання або транспортування.

За можливістю відновлення приводи поділяються на відновні і невідновні.

Відновним вважається привід, працездатність якого у випадку виникнення відмови може бути відновлена, а відновлення передбачене системою ремонтів.

Працездатність невідновних приводів після відмови відновленню не підлягає з технічних або експлуатаційних причин. Для невідновних приводів поняття довговічності співпадає з поняттям безвідмовності.

Приводи, деталі та вузли яких після першої відмови замінюють, складають групу невідновних. До них належать ущільнення, пружини, прокладки, кульові та голчаті клапани, фільтри, підшипники, шестерні тощо. До відновних елементів, які підлягають ремонту, належать: гідророзподільники; торцеві розподільники; ротори; клапани; гідроциліндри тощо.

Запитання для самоконтролю.

1. Як визначити надійність приводу?
2. Від яких факторів залежить надійність приводу?
3. Вкажіть шляхи підвищення технічного рівня гідроприводів.
4. Як здійснюють оцінку економічної ефективності приводу?
5. Як визначають технічний рівень розроблюваного приводу?
6. Який порядок розрахунку економічної ефективності приводу?
7. Як розрахувати склад економічних збитків при експлуатації приводу в машині?
8. Перелічіть показники надійності приводу.
9. Дайте визначення: напрацюванню; відмові; граничному стану.

РОЗДІЛ 2

ВІДМОВИ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ

2.1. Класифікація відмов

Для аналізу та кількісної оцінки надійності приводу використовують поняття “відмова” і “пошкодження”. Підвищення надійності приводу є загальнотехнічним завданням, яке вирішується на усіх етапах проектування, виготовлення та експлуатації. Залежно від призначення та умов експлуатації приводу вплив виробництва на розподіл відмов змінюється.

Пошкодження – це подія, при якій порушена справність приводу або його складових частин через вплив зовнішніх факторів, які перевищують рівні, встановлені нормативно-технічною документацією. Пошкодження, які є причинами відмов, бувають значними і незначними, при яких працездатність приводу не порушується.

Класифікація відмов здійснюється за різними ознаками, головними з яких є причини виникнення, характер змін параметрів приводу до моменту завершення відмови, ступінь впливу відмови на працездатність, можливість прогнозування та ін., рис. 2.1.

Причини виникнення відмов поділяють на чотири групи.

1. Відмови, що є наслідком грубих похибок, пов’язаних з порушенням норм проектування, з недотриманням вимог нормативно-технічної документації на проектування (ДСТУ, ТУ тощо), з порушенням технології виробництва та вимог встановлених конструкторською і технологічною документацією, з порушенням правил та умов експлуатації.

2. Відмови, викликані прихованими дефектами та пошкодженнями, виявлення та попередження яких потребує спеціальних досліджень фізико-хімічних процесів, що відбуваються в реальних умовах експлуатації, наприклад зміна характеристик з’єднаних поверхонь у період роботи приводу залежно від навантаження та температури.

3. Відмови, викликані зовнішніми впливами (динамічними навантаженнями, температурою, вібраціями тощо), значення яких перевищують встановлені розрахунком.

4. Відмови, викликані природним старінням та спрацюванням матері-

алів і зміною властивостей робочої рідини в процесі експлуатації.

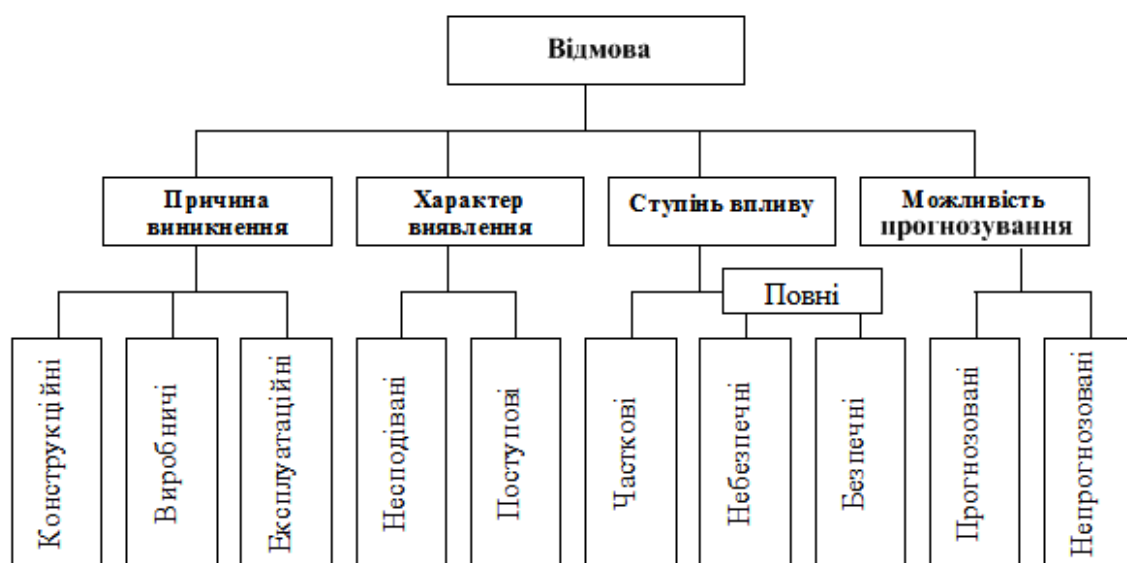


Рис. 2.1. Класифікація відмов

Відмови класифікують за різними ознаками, основними з яких є причини виникнення несправностей, що приводять до відмови, характер зміни параметрів приводу, тобто характер проявлення відмови до моменту втрати працездатності, можливість прогнозування відмови.

Конструктивна відмова обумовлена похибками при проектуванні та недотриманням норм і правил проектування. Зазвичай конструктивні відмови багаторазово виявляються в період експлуатації, тобто стають систематичними. Причини таких відмов можуть бути з певною достовірністю встановлені та усунені.

Виробнича відмова виникає через порушення встановленого процесу виготовлення і ремонту (використання матеріалів з властивостями, відмінними від заданих технічною документацією, використання некондиційних комплектуючих тощо). Виробничі відмови також можуть бути систематичними.

Експлуатаційні відмови є наслідком порушення встановлених правил та умов експлуатації, а також зношуванням з'єднаних деталей, зміною властивостей робочої рідини, похибок операторів тощо.

За характером виявлення всі відмови поділяються на несподівані та поступові. Швидкість зміни узагальненого параметра, який характеризує працездатність приводу (тиск, витрата, ККД і т. ін.), у поступових відмов

має скінчене значення. Поступові відмови приводу є наслідком не зворотних змін у часі його властивостей, спричинених старінням, зношуванням, накопиченням пошкоджень внаслідок втоми, забрудненням фільтрів та дроселів, облітерацією запірно-регулюючих елементів тощо.

Несподівані відмови характеризуються раптовою зміною швидкості узагальненого параметра під дією одного або декількох збурюючих впливів. Основною ознакою несподіваних відмов є незалежність моменту її виникнення від тривалості попередньої роботи приводу. Наприклад, поломка та деформація деталей внаслідок перевантаження.

Відмови, виникнення яких пов'язане зі зміною параметрів приводу, називають параметричними. Поняття “параметрична відмова” і “поступова відмова” – різні, оскільки параметричні відмови можуть включати поступові та раптові, якщо є аналітичний опис відповідного процесу. Поділ відмов на поступові та раптові – умовний та пов'язаний з можливістю контролю процесу.

Поступові відмови, які можна контролювати та прогнозувати, називають прогнозованими. Якщо позначити час початку розвитку відмови як t_0 , а час завершення відмови як t_a , то $\Delta t = t_a - t_0$ називається часом експозиції відмови. Якщо швидкодія системи контролю t_k , то при $\Delta t < t_k$ відмова вважається прогнозованою, а при $\Delta t > t_k$ – непрогнозованою і її можна віднести до категорії раптових.

Нижче наведено середній за різними типами приводів розподіл відмов у відсотках за категоріями і причинами.

Відмови за причиною виникнення		встановленому рівню	15
конструктивні	20	через відсутність функціонування	15
виробничі	50	через порушення динамічної стійкості	
експлуатаційні	30	ті	10
Відмови за характером проявлення		через руйнування силових елементів	15
несподівані	40	Відмови елементів приводу	
поступові	60	трубопроводів і шлангів	35
прогнозовані	20	розподільчих пристроїв типу	
непрогнозовані	80	плунжер-гільза	20
Відмови за ознакою виявлення		елементів автоматики	10
через негерметичність	45	дроселів і фільтрів	25
через невідповідність параметрів		силових елементів	10

Залежно від призначення, конструювання, виробництва та експлуатації приводу значення у розподіленні відмов змінюється. Для приводів, до яких ставляться досить жорсткі вимоги якості виробництва та експлуатації, розподіл відмов за причинами виявлення буде наближатися до рівномірного. Для приводів, що працюють у тяжких умовах експлуатації (дорожні, сільськогосподарські, гірничовидобувні та інші машини), найбільша частка відмов визначається експлуатаційними причинами. Намагання підвищити тиск робочої рідини в приводі призведе до збільшення відсотка відмов, пов'язаних з негерметичністю елементів.

2.2. Фактори, які визначають надійність гідроприводу

На всіх стадіях життєвого циклу приводу відбувається поетапний контроль його параметрів. Незважаючи на це, в процесі експлуатації приводу спостерігаються відмови. Поява відмов пояснюється роботою приводу в складних умовах, при цьому різні процеси і фактори змінюють в часі значення функціональних параметрів. Крім того, в процесі життєвого циклу приводу має місце відхилення фізичних властивостей та міцності матеріалів від заданих, нестабільність й ідентичність технологічного процесу. Змінність зовнішніх впливів та навантажень. Всі процеси, які впливають на працездатність приводу, можна розділити на три категорії.

1. Швидкоплинні процеси, які характеризуються великими швидкостями і періодичністю зміни параметрів, що визначаються частками секунди. До таких процесів належать вібрації елементів, що виникають через їх механічні коливання та резонансні збудження, пульсації тиску робочої рідини та ін. Ці процеси впливають на взаємозв'язок та взаємне розташування елементів і спотворюють робочий цикл приводу.

2. Процеси середньої швидкості, які відбуваються за час безперервного циклу роботи машини; їх тривалість вимірюється хвилинами і годинами. До таких процесів належать зміни температури робочого середовища і робочого тіла, вологості, фізичних властивостей робочої рідини, властивостей ущільнень та ін. Такі процеси приводять до поступової зміни характеристик приводу.

3. Процеси, що спливають повільно за весь час експлуатації. До них

належать зношення поверхонь тертя, природне старіння, втома матеріалів, сезонні зміни температури, вологість та ін. Вони спричиняють експлуатаційні відмови.

Крім зазначених процесів, на працездатність приводу впливає багато різних випадкових факторів, які передбачити заздалегідь та урахувати неможливо. За своєю природою вони є детермінованими, а за впливом на конкретний привід – випадковими. Класифікація факторів, що визначають надійність приводу, показано на рис. 2.2.

Кліматичні фактори. До них належать температура, вологість, атмосферний тиск, сонячна радіація та пил оточуючого середовища.

Умови експлуатації вважаються нормальними, коли температура оточуючого середовища 293 ± 10 К, відносна вологість повітря 60 ± 20 %, атмосферний тиск 1000 ± 67 гПа, в повітрі немає пилу і шкідливих домішок. Такі умови можна створити лише в спеціально обладнаних приміщеннях.

Температура є одним із найбільших активних факторів зовнішнього середовища. При підвищенні температури механічні властивості більшості матеріалів погіршуються, знижуються величини модуля пружності та межа міцності. Через високу температуру старіють пластмаси і гумові матеріали. Матеріали для насичування і змащення втрачають в'язкість, що веде до збільшення витоків робочої рідини і перегріву механічних елементів.

Низька температура знижує механічну міцність матеріалів, зменшує пластичність, підвищує крихкість, призводить згущення мастила та збільшення в'язкості робочої рідини, що спричиняє втрату потужності. Особливо шкідливо впливає на конструкцію приводу періодична (добова) зміна температури. Різка зміна температури приводить не тільки до погіршення міцності, а також до зміни лінійних вимірів, руйнування паяних та зварних з'єднань, деформації деталей.

Вологість повітря також суттєво впливає на працездатність приводу. При відносній вологості 60 ... 70 % на поверхні матеріалу з'являється молекулярний шар води, який при подальшому збільшенні вологості переходить в полімолекулярний, і шар води досягає товщини декілька десятків мікрометрів. Волога, що знаходиться на поверхні, проникає по порах всередину матеріалу, викликає електрохімічну корозію, змінює механічні й електричні властивості провідників та ізоляторів.

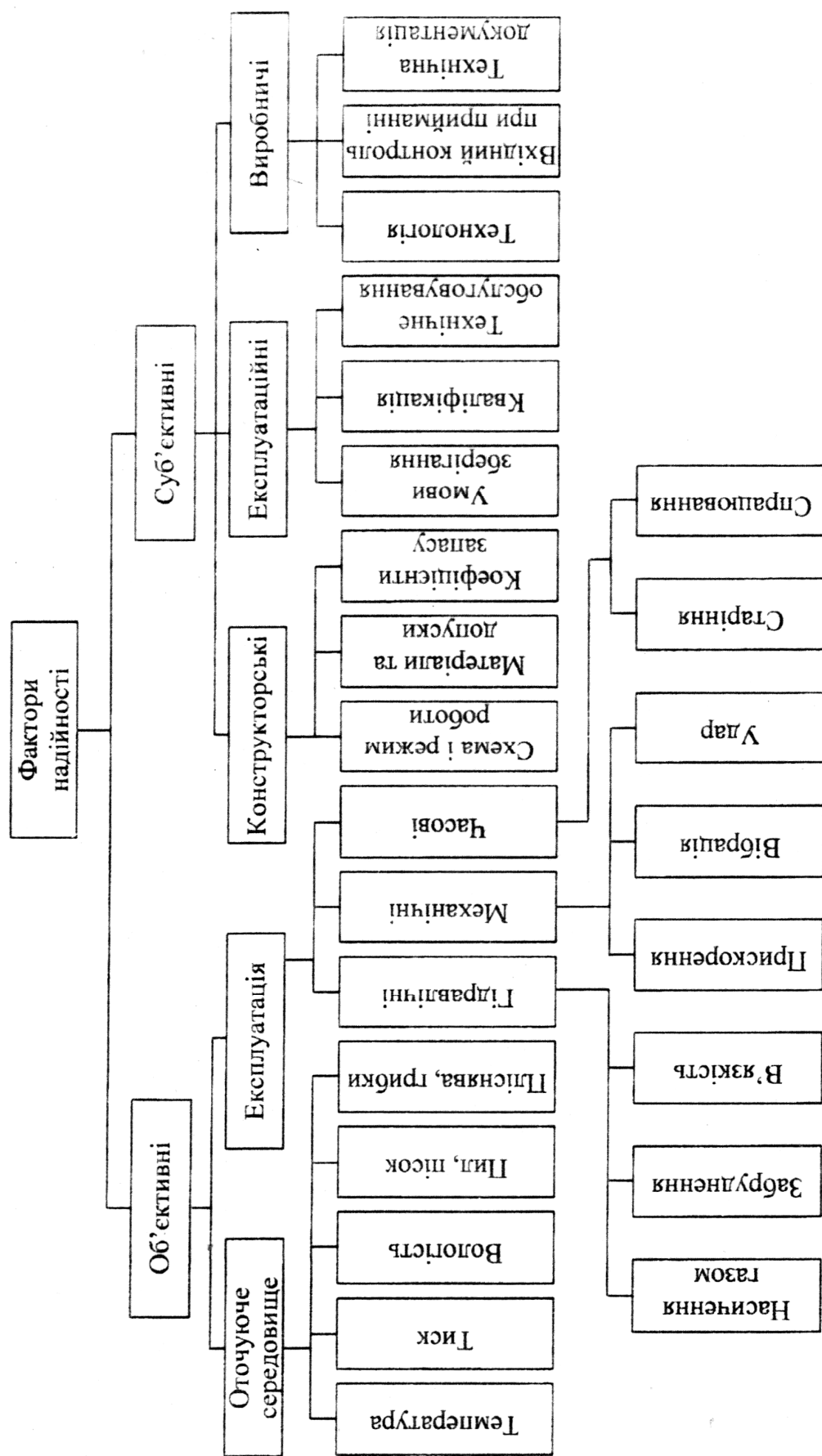


Рис. 2.2. Фактори, що визначають надійність

Твердість часток пилу та піску, що міститься в повітрі, часто перевищує твердість матеріалу, з якого виготовлені елементи приводу. Це прискорює зношення пар тертя та збільшує ймовірність виникнення корозії матеріалу, забруднює робочу рідину, захаращує дроселі і канали.

Гідравлічні фактори. Носієм енергії в приводі є рідина або газ, тому будь-який вплив, що веде до зміни характеристик робочого тіла, може бути причиною відмов. До гідравлічних впливів належать чистота, рівень насичення газом і температурні зміни характеристик робочої рідини.

При роботі приводу в робочу рідину потрапляють продукти зношування пар тертя. При зберіганні забруднюючі речовини виділяються в результаті процесів окислення між рідиною та присадками, які використовуються для покращення експлуатаційних властивостей робочих рідин. Для промислового приводу робоча рідина вважається чистою, якщо забруднення за масою не перевищує 0,005 %, тобто 50 мг/л [39]. Встановлено, що підвищення тонкості очищення робочої рідини з 15 до 5 мкм збільшує термін роботи гідроприводу в 5 ... 7 разів [38]. За даними роботи [39] номінальна тонкість фільтрації (в мкм) для робочих рідин, що використовуються в машинобудівному приводі, становить:

Насоси і мотори:

аксіально-поршневі	25	Гідроциліндри	40
шестеренні	65	Розподільники	10
радіально-поршневі	25	Клапани	10
пластинчаті	40	Реле тиску	65

Забруднення робочої рідини призводить до інтенсивного зношування розподільчих пристроїв насосів, інших елементів, що спричиняє зниження об'ємного ККД, зменшення жорсткості системи та швидкості виконавчих механізмів. Крім того, робота на забрудненій робочій рідині призводить до збільшення зусилля, необхідного для переміщення запірно-регулюючих елементів.

На фізичні параметри робочої рідини суттєвий вплив має температура, яка змінюється внаслідок її протікання крізь дроселюючі елементи приводу. При збільшенні температури зменшується в'язкість робочої рідини (для повітря та газу навпаки), що призводить до збільшення витоків і змен-

шення об'ємного ККД. Для стабілізації температурного режиму приводу використовують кондиціонери.

На динамічні характеристики приводу також впливає присутність повітря в робочій рідині, яке змінює жорсткість робочого тіла. Робоча рідина гідравлічних систем практично завжди багатозфазна. Рідина містить газоповітряну складову, яка буває в розчиненому (фаза Р) і в нерозчиненому (фаза Г) стані – у вигляді бульбашок. Найбільш інтенсивне підсмоктування повітря відбувається в зонах зниженого тиску в лініях всмоктування, у зазорах плунжерних пар, крізь ущільнення торцевих розподільників.

У процесі функціонування приводу на окремих його ділянках відбувається зміна тиску робочої рідини, внаслідок чого змінюється співвідношення між розчиненим та нерозчиненим повітрям, що міститься в ній. Зміну об'єму розчиненого повітря згідно з законом Генрі розраховують за формулою

$$W_{r0}(t) = \alpha W_p p(t) / p_0,$$

де α – коефіцієнт розчинності повітря в робочій рідині; W_p – об'єм робочої рідини; $p(t)$ і p_0 – відповідно абсолютне значення тиску в приводі і його початкове значення.

Об'єм нерозчиненого повітря в рідині визначають за залежністю

$$W_r^*(t) = W_{r\Sigma} - W_{r0}(t),$$

де $W_{r\Sigma}$ – сумарний об'єм розчиненого та нерозчиненого повітря в робочій рідині.

Час, за який робоча рідина насичується повітрям залежить від площі поверхні поділу, ступеня збурення цієї поверхні, коефіцієнта дифузії, тиску і інших факторів. У спокійному стані поверхні рідини, яка знаходиться під дією атмосферного тиску, час насичення становить десятки та навіть сотні годин, а при інтенсивному перемішуванні – секунди або частки секунд. Розрахунок модуля об'ємної пружності робочої рідини з урахуванням газовмісту проводять за уточненою нами формулою з роботи [18]

$$E_{cm}(t) = E_p \frac{p(t)^2 \left[W_p^* + W_r^*(t) \frac{p_0}{p(t)} \right]}{W_p^* p(t)^2 + W_r^*(t) E_p p_0},$$

де E_p – модуль об'ємної пружності робочої рідини; W_p^* – відношення об'єму робочої рідини W_p до сумарного об'єму газорідинної суміші $W_{гр\Sigma}$, $W_{гр\Sigma} = W_p + W_r$; $W_r^*(t)$ – об'єм нерозчиненого повітря, приведений до нормальних умов, $W_r^*(t) = W_r(t)p(t)T^*/(p^*T)$, де $W_r(t)$, $p(t)$ і T – відповідно об'єм тиск і температура повітря при робочих умовах. Зазначимо, що зірочкою позначені параметри при нормальних умовах.

Густину робочої рідини з урахуванням газовмісту та змінного в часі тиску в приводі розраховують за залежністю [4], яку можна надати у вигляді

$$\rho_c(t) = \rho_{pp0} [1 - z(t)] \cdot \left[1 + \frac{p(t) - p_0}{E_{cm}(t)} \right] + \rho_{r0} z(t) \frac{p(t)}{p_0},$$

де ρ_{pp0} та ρ_r – густина робочої рідини та газу в усталеному режимі відповідно; $z(t)$ – частка об'єму рідинногазової суміші (середовища), зайнятої га-

зом, $z(t) = \frac{W_r^*(t)}{W_p + W_r^*(t)}.$

Наявність в робочих рідинах повітря збільшує високочастотні коливання тиску в каналах приводу, що приводить до збільшення рівня вібрації трубопроводів, додаткового збільшення шуму, можливої нерівномірності руху виконавчих механізмів.

Несприятливо впливає на привід кавітація. Гідродинамічна кавітація виникає при місцевому зменшенні тиску нижче критичної величини через великі місцеві швидкості у потоку рідини й обумовлена порушенням суцільності всередині рідини, тобто виникають кавітаційні бульбашки. Рухаючись у змінному полі тиску бульбашки тріскаються і виникають високочастотні удари частинок рідини об поверхню металу, через які зменшується його міцність, що супроводжується виникненням осередків руйнування у вигляді каверн, тріщин і викришування.

Старіння робочої рідини – це зміна її складу та властивостей, обумовлена деструкцією молекул під дією високого тиску, процесів окислення і полімеризації. Термін служби масла залежить від умов експлуатації приводу та визначається рівнем тиску, температурним режимом, газовмістом і часом контакту з каталізуючими матеріалами (міддю, оловом та ін.).

При взаємодії рідини з киснем розчиненого та нерозчиненого повітря на поверхні поділу відбувається окислення. При цьому в рідині накопичуються кислоти, смоли, асфальтени й інші продукти, які на поверхні металу утворюють відкладення. Останні збільшують гідравлічний опір й абразивне зношування елементів приводу, знижують протикорозійні властивості. На процес старіння робочої рідини впливає бруд, що знаходиться в ній.

Процес старіння робочої рідини можна поділити на три періоди: окислення та накопичення механічних домішок; стабілізація, коли швидкість процесу старіння невисока та постійна (термін служби рідини); різке погіршення характеристик, що приводить до відмов окремих елементів приводу.

Механічні фактори. Через силову взаємодію приводу з оточуючим середовищем виникають удари, вібрації і надлишкові навантаження. При ударах виникає перетворення кінетичної енергії зовнішніх сил у потенційну енергію деформації елементів конструкції і зворотне перетворення пружної деформації в кінетичну енергію відновлення. Для непружних конструкцій удар викликає коливання із загасаючою амплітудою на власній частоті конструкції. Через це в крихких матеріалах з'являються тріщини та зломи.

Навантаження виникають внаслідок силової взаємодії приводу з оточуючим середовищем та підрозділяються на позиційні й інерційні. Позиційне навантаження зазвичай є силою на вихідній ланці приводу, яка приводить до зміни її швидкості та змінює швидкодію приводу і його характеристики. Інерційне навантаження впливає на динамічні властивості приводу та обумовлює виникнення резонансних режимів і коливальних перехідних процесів у ньому.

Вібрація – механічні коливання в агрегатах гідроприводу, які виникають внаслідок недосконалості конструкцій, дефектів і особливих умов експлуатації. Основним джерелом вібрації усіх машин є ротор. Неврівноваженість та незбалансованість частин машин, що обертаються, є наслідком неточності виготовлення деталей і вузлів, неоднорідності матеріалу, пружних і залишкових деформацій тощо. В процесі експлуатації неуврівноваженість ротора збільшується під дією силового збурення, температурних деформацій і зношування.

Основна гармоніка вібрації, обумовлена наявністю масової неуврівноваженості, виникає з частотою, рівною частоті обертання ротора. Крім того,

при експлуатації приводу виникають сили, які приводять до появи вищих гармонік вібрацій, частоти яких кратні основній гармоніці.

Основною причиною пульсації тиску робочої рідини у гідроприводі є пульсації, обумовлені нерівномірністю подачі об'ємного насоса та опору гідравлічної системи. Певну роль у виникненні збудження пульсації робочої рідини відіграють гідродинамічні перехідні процеси в гідроапаратах, які обумовлені спрацюванням запірно-регулюючих елементів та їх коливанням під дією змінних гідродинамічних сил, що виникають внаслідок дії пульсуючого потоку робочої рідини, на виході з об'ємного насоса. Крім того, пульсація робочої рідини може бути викликана внаслідок кавітаційних та турбулентних явищ, які можуть мати місце у проточній частині насосів, трубопроводів, гідроапаратів, а також коливаннями рухомих механічних частин як елементів насоса, так й інших елементів гідроагрегату [3].

Нерівномірність подачі об'ємного насоса зазвичай оцінюють коефіцієнтом нерівномірності подачі [32]:

$$\delta_n = (q_{\max} - q_{\min}) / q_{\max},$$

де q_{\max} – максимальне значення сумарної миттєвої подачі; q_{\min} – мінімальне значення сумарної миттєвої подачі.

Під пульсацією тиску Δp розуміємо перепад між максимальним і мінімальним миттєвим тиском у порожнині нагнітання насоса $\Delta p = p_{\max} - p_{\min}$, викликаних зміною витрати q_{\max} і q_{\min} . Якщо коливання робочої рідини рівні за величиною або кратні власній частоті коливань, яка змінюється разом зі зміною навантаження гідроприводу, то відбувається підсилення амплітуди пульсації [46]. Треба, однак, зауважити, що гідравлічна система має властивості фільтра коливань, тому при виникненні періодичних коливань усі вищі гармоніки придушуються лінійною частиною фільтра [31]. Перша гармоніка коливань витрати та тиску робочої рідини, обумовлена нерівномірністю подачі об'ємного насоса, є домінуючою для більшості об'ємних насосів [3].

Розглянемо пульсацію витрати робочої рідини, маючи на увазі її зв'язок з тиском через відомі залежності, на прикладі шестеренного насоса (рис. 2.3, а). Теоретична нерівномірність витрати шестеренного насоса δ_n (рис. 2.3, б) має пульсуючий характер та визначається за залежністю [13]

$$\delta_n = \frac{t^2/4}{r_r^2 - r^2 - t^2/12}, \quad (2.1)$$

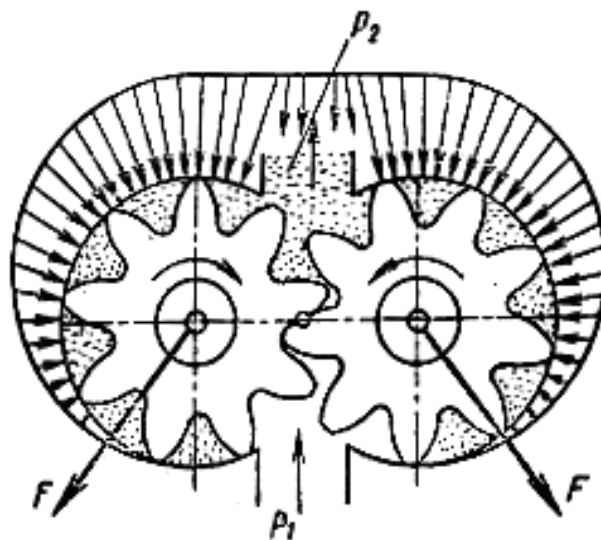
де t – основний крок; r_r – радіус виступів; r – радіус початкового кола.

Треба зауважити, що фактична нерівномірність витрати робочої рідини значно перевищує її значення, розраховане за формулою (2.1), що обумовлено її стисканням при перекачуванні із порожнини всмоктування у порожнину нагнітання. Вона також залежить від конструктивних особливостей насоса і, зазвичай, визначається дослідним шляхом. Нерівномірність витрати шестеренного насоса значною мірою залежить від кількості зубців (рис. 2.3, в). Коливання витрати робочої рідини на виході із насоса внаслідок опору потоку рідини у гідроприводі викликають відповідні цим коливанням пульсації тиску, частота яких визначається за залежністю

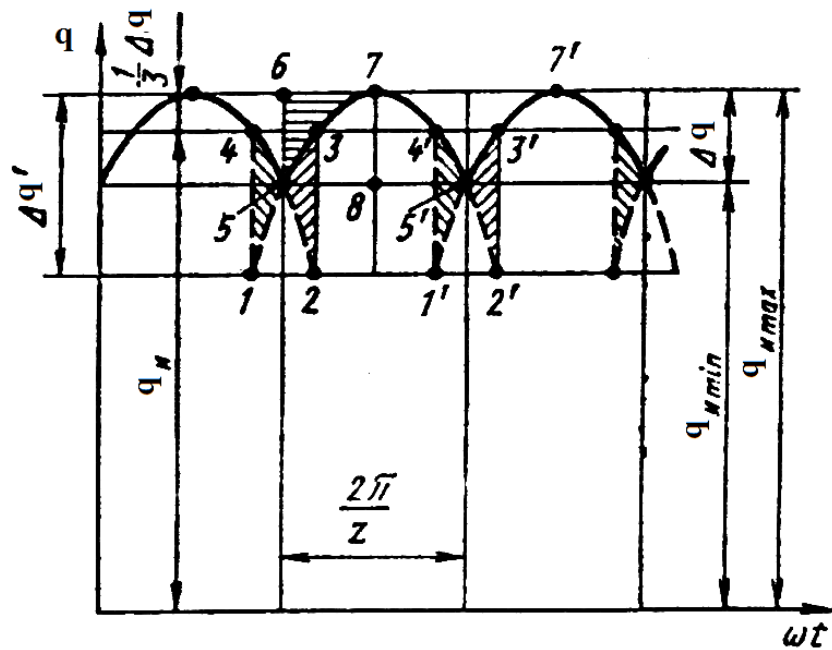
$$f = \omega z_n, \quad (2.2)$$

де ω – частота обертання вала насоса; z_n – кількість робочих органів насоса.

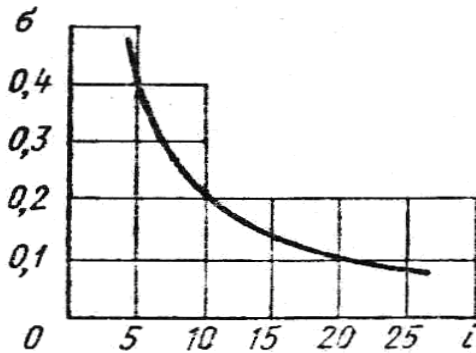
Зауважимо, що в деяких випадках треба брати подвійне значення частоти, визначеної за формулою (2.2), що відповідає урахуванню частоти тактів всмоктування та нагнітання насоса. Частота вимушених коливань, визначена за формулою (2.2), є основною. Її значення для різних типів насосів знаходяться в межах від 6 до 1000 Гц. Пульсації тиску робочої рідини, амплітуда яких залежить від типу насоса, а також рівня тиску на його виході, для більшості об'ємних насосів становить 3 ... 5 % від величини останнього.



a



б



в

Рис. 2.3. Схеми робочого процесу шестеренного насоса: а – переміщення робочої рідини шестернями та епюра розподілу тиску; б – залежність ідеальної витрати від кута повороту; в – залежність нерівномірності витрати від кількості зубців i

Проведений нами аналіз експериментально отриманих осцилограм пульсацій тиску робочої рідини на виході об'ємних насосів та розклад їх спектра частот, наведених в роботах [20, 32, 47] (рис. 2.4, 2.5), дозволив установити, що з достатньою для практичних розрахунків точністю закон зміни пульсацій тиску робочої рідини може бути прийнятим моногармонічним, частота якого дорівнює частоті тактів нагнітання чи тактів усмоктування насоса, а амплітуда пульсацій становить 3 ... 5 % тиску на виході з насоса.

Флуктуації кутової швидкості ротора гідромашини, також несправності поршневіх пар приводять до модуляції коливань, спричинених поршневими парами, тобто повільного в порівнянні з періодом зміни основних параметрів коливання: частоти, амплітуди і фази. Для амплітудної модуляції характерна поява додаткових коливань з частотою $f \pm f_m$, де f – частота

поршневої гармоніки; f_m – частота модуляції.

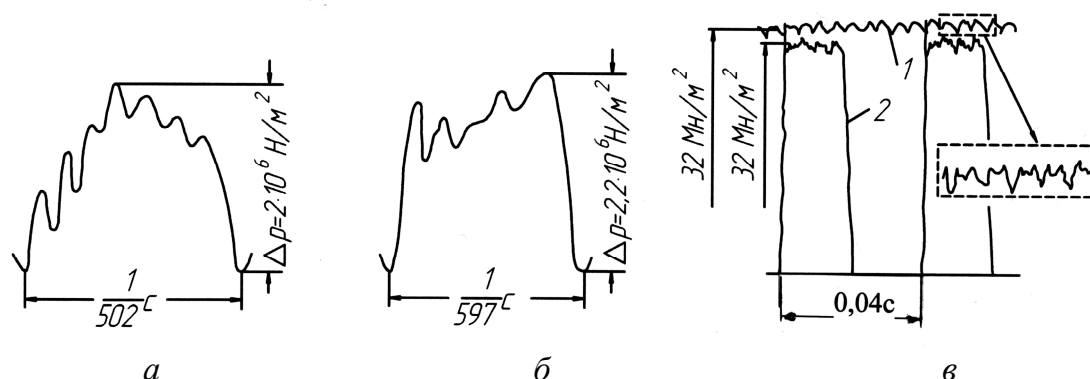


Рис. 2.4. Осцилограми пульсації тиску робочої рідини *а, б* – на виході насосних станцій літака: *а* – $p = 18 \text{ МПа}$, $q = 4,66 \cdot 10^4 \text{ м}^3/\text{с}$, $n = 55,83 \text{ об/с}$; *б* – $p = 10 \text{ МПа}$, $q = 2,83 \cdot 10^4 \text{ м}^3/\text{с}$, $n = 66,5 \text{ об/с}$ [20]; *в* – в насосі типу НА...ОАО “Гідропривод”, $p = 32 \text{ МПа}$, $q = 20 \cdot 10^4 \text{ м}^3/\text{с}$, $n = 25 \text{ об/с}$: 1 – у підпоршневих камерах, 2 – у магістралі нагнітання [32]

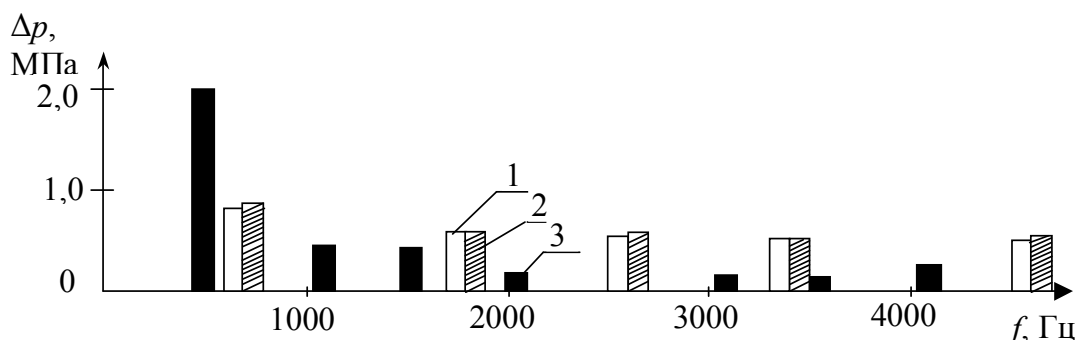


Рис. 2.5. Спектри складових частот та відповідні їм амплітуди пульсацій тиску робочої рідини: 1 – на виході насосної станції літака (для рис. 2.4, *а*) [20]; 2, 3 – на виході шестеренного насоса [47]

Вібрація також відбувається через нерівномірність крутного моменту на вихідному валу, обумовлену дією сил тиску в порожнинах нагнітання та всмоктування. В результаті вал коливається з частотою $f = 2\omega z_n$.

Зазвичай в підшипниках є радіальні зазори, отже, при обертанні вала його ось здійснює прецесію – блукання через появу паразитних степенів вільності. В процесі блукання вал зіштовхується з тілами кочення, в результаті чого виникають ударні імпульси з частотою [39]

$$f_{\Pi} = \omega (r_k - r) n / (2r_k),$$

де r_k і r – відповідно радіуси кола, проведеного через центр тіл кочення і тіла кочення (кульки підшипника); n – кількість тіл кочення.

У результаті зношення та неякісної обробки поверхонь виникають хвилясті бігові доріжки в обоймах підшипників, а самі кульки набувають овальної форми. Це викликає ударні імпульси з частотою [39]

$$f_y = \frac{n z_{xb} \omega}{2Q} \left(1 \pm \frac{Q}{r_k} \right),$$

де z_{xb} – кількість хвиль на доріжці; Q – найбільший спільний дільник n і z_{xb} .

Частота, викликана овальністю тіл кочення може бути розрахована за формулою [39]

$$f_o = \frac{n z_{xb} \omega}{Q} \left(\frac{r_k^2 \pm r^2}{r_k r} \right).$$

Неврівноваженість валів викликає коливання з частотою його обертання. Спектри вібрації являють собою суму спектра вібраційного шуму і лінійного спектра, який складається з ряду дискретних гармонік. Загальний спектр частот гідродинамічної вібрації лежить в діапазоні від декількох герц до сотень кілогерц.

Вібрації впливають на міцність, стійкість та швидкісну характеристику гідроприводу. При збігу вимушених коливань з власними виникає резонанс. В гідроприводі з механічним керуванням вібрація суттєво не впливає на його динамічні характеристики, але зменшує зусилля необхідне для переміщення запірно-регулюючих елементів.

2.3. Основні причини несправності агрегатів приводу

У процесі експлуатації приводу змінюються функціональні параметри його агрегатів та приводу в цілому. Типові несправності в гідроприводі і способи їх усунення наведені в додатку А. Розглянемо причини несправностей основних елементів гідроприводу.

Насоси. Основним вузлом, що визначає його працездатність, є насосний вузол. Його стан можна оцінювати значенням зазорів у циліндропоршневій групі та в шарнірних з'єднаннях, які утворюються в результаті

спрацювання. Найбільш інтенсивне спрацювання відбувається в парах з малими зазорами (у нових насосах) на початковій стадії їх роботи, що пояснюється наявністю в цей період роботи насоса у робочій рідині твердих домішок. Зношування, а отже, і збільшення зазорів в поршневих парах насосів спричиняє збільшення внутрішніх витоків та зменшення ККД.

Крім того, для насосів характерною є втрата герметичності ущільнень, зношування шліцьових з'єднань, збільшення люфтів і руйнування підшипників, перегрів корпусів та руйнування конструкційних елементів внаслідок вібрації.

Розподільчі пристрої. Основна частка відмов цих пристроїв відбувається через втрату герметичності. Втрата внутрішньої герметичності пов'язана зі зношуванням, а зовнішньої – із старінням або руйнуванням гумових ущільнень внаслідок температурних деформацій та вібрацій. Суттєвий вплив на працездатність розподільчих пристроїв має забруднення робочої рідини. Підвищена забрудненість рідини збільшує зусилля, необхідне для переміщення запірно-регулюючих елементів або заїдання пар плунжер-гільза. Потрапляння часток бруду в зазори пар плунжер-гільза чи під сідла клапанів приводить до різкого збільшення внутрішніх витоків.

Гідродвигуни (гідроциліндри). Порушення їх працездатності в основному відбувається через зовнішню негерметичність ущільнюючих пристроїв штоків та збільшення зазорів в опорах, кінематичних парах зворотного зв'язку і в силовій мережі. Зазори в опорах та в кінематичних парах зворотного зв'язку, внутрішня негерметичність між порожнинами гідроциліндра впливають на стійкість роботи приводу, несиметричність швидкісної характеристики, а також на статичну і динамічну жорсткість.

Трубопроводи. На них діють різні статичні та динамічні навантаження, пульсації тиску, температурні деформації і вібрації. Це приводить до їх руйнування внаслідок втоми.

Ущільнюючі пристрої. В процесі експлуатації відбувається релаксація гумових ущільнень – поступове зменшення напруження при постійній деформації, різка втрата пружних властивостей, втрата здатності відновлювання форми та погіршення фізико-хімічних властивостей під дією температури. Крім того, на працездатність ущільнень впливає склад робочої рідини. Ущільнення набрякає внаслідок насичення його рідиною або в результаті

хімічної взаємодії, також усадки внаслідок вимивання пластифікатора.

2.4. Моделі відмов

У процесі функціонування приводу на нього діють різні впливи. Через ці впливи відбувається відхилення від номінальних значень основних технічних параметрів і характеристик приводу, аж до втрати ним працездатності. Випадковий характер цих впливів обумовлює розкид характеристик системи.

Методи розрахунку надійності приводу опираються на різні моделі відмов, які базуються на фізичних моделях виникнення та розвитку процесів, що призводять до відмов. Причому враховуються причинно-наслідкові зв'язки випадкових явищ. А випадкові фактори утворюють ланцюжки взаємозв'язаних в просторі та часі явищ – причин і наслідків. При вивченні випадкових процесів це знаходить своє відображення в стійкості статичних характеристик випадкових величин.

Залежно від характеру процесу та причинно-наслідкових зв'язків виявлення різних відмов всі вони добре описуються такими моделями: параметричною, старіння і спрацювання, "слабкого" ланцюга та втоми.

Параметрична модель. Стан приводу, який функціонує в умовах випадкових впливів, можна повністю характеризувати сукупністю фізичних параметрів чи векторів параметрів стану $X(t) = [X_1(t), X_2(t), \dots, X_n(t)]$, прийнятих як визначальні з точки зору виконання приводом свого призначення. Виконання приводом свого призначення визначається допустимими межами зміни визначених параметрів знизу

$$X_n(t) = [X_{n1}(t), X_{n2}(t), \dots, X_{nn}(t)]$$

та згори

$$X_r(t) = [X_{r1}(t), X_{r2}(t), \dots, X_{rn}(t)].$$

При цьому вважають, що вихід будь-якого параметра $X_i(t)$ за визначені межі $X_n(t)$ і $X_r(t)$ приводить до відмови.

За час t ймовірність безвідмовної роботи

$$P(t) = \text{Вер}(\tau > t) = \text{Вер}[X_n(t) < X(t) < X_r(t)].$$

Внаслідок відхилення властивостей елементів, умов експлуатації у загальному випадку всі параметри будуть випадковими функціями часу. До-

пустимі межі $X_H(t)$ і $X_G(t)$, якщо вони задані експлуатаційною документацією, є не випадковими функціями часу. Однак часто їх треба розглядати як випадкові функції, оскільки складно знайти в кожний момент часу t точне значення межі, що при параметрі $X_i(t) = X_{Hi}(t) + d X_{Hi}(t)$, елемент працездатний, а при $X_j(t) = X_{Hj}(t) + d X_{Hj}(t)$ – непрацездатний.

Таким чином стан приводу описується вектором випадкових функцій, причому всі функції в цьому векторі залежні, оскільки відображають роботу того самого елемента. У загальному випадку задача розрахунку параметричної безвідмовності – це знаходження ймовірності того, що за час t жодна з реалізацій $X_i(t)$ не вийде за допустимі межі. Для розв'язку такої задачі необхідно знати закони спільного розподілення функцій $X_i(t)$, $X_{Hi}(t)$, $X_{Gi}(t)$ в кожний момент часу t . Оскільки при цьому треба розраховувати багатоплоскові інтеграли розрахунок є громіздким, тому при визначенні параметричної безвідмовності приймають ряд припущень, які спрощують розв'язок.

У приводах параметри стану (тиск, витрата, частота обертання, ККД та ін.) взаємозв'язані, внаслідок чого обмежуються одним чи двома параметрами, які називають узагальненими, адже вони характеризують сукупність властивостей і характеристик приводу.

У процесі експлуатації приводу завжди є найбільш небезпечний режим роботи, коли діючі впливи мають максимальне значення. Тому вибирають для розрахунку надійності час t_p , протягом якого ймовірність виникнення відмови найбільша. При цьому максимальна дисперсія або допустимі межі параметрів наближаються до математичного очікування узагальненого параметра. При таких припущеннях, якщо задані функції розподілення параметрів $X(t)$, $X_H(t)$, $X_G(t)$, задача зводиться до розрахунку ймовірності

$$P(t) = \text{Вер} [X_H(t) < X(t) < X_G(t)]. \quad (2.3)$$

На рис 2.6 наведено графічну інтерпретацію задачі для випадку, коли задані щільності ймовірностей $f(X)$, $f(X_H)$, $f(X_G)$. Заштрихована поверхня відповідає ймовірності параметричної відмови.

Для часу $t = t_p$ введемо випадкові величини:

$$Y_H = X - X_H; \quad Y_G = X_G - X. \quad (2.4)$$

Тоді ймовірність того, що при $t = t_p$ випадкова величина X буде зна-

ходитися в інтервалі $X_H(t) \dots X_T(t)$:

$$P = \text{Вер}(Y_H > 0, Y_T > 0). \quad (2.5)$$

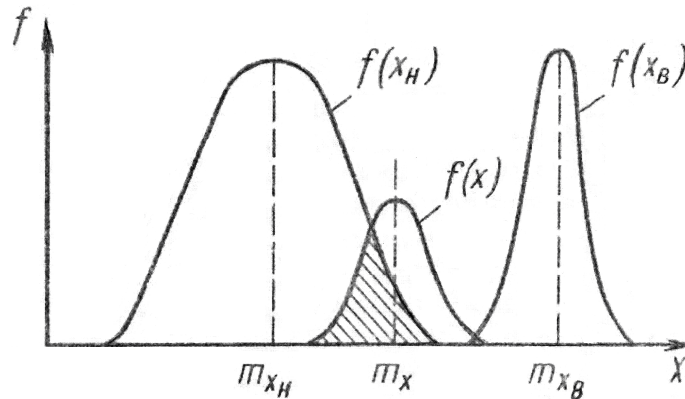


Рис. 2.6. Щільності розподілу параметрів $f(X)$, $f(X_H)$, $f(X_T)$ при $t = t_p$

Випадкові величини Y_H і Y_T залежні, оскільки в них входить та ж сама величина X , тому необхідно знати спільну щільність ймовірності $f(Y_H, Y_T)$ і якщо вона відома, то

$$P = \int_0^\infty \int_0^\infty f(Y_H, Y_T) dY_H dY_T. \quad (2.6)$$

Якщо небезпечний вихід випадкового параметра за будь-яку межу одного параметра X_H або X_T , то інтеграл (2.6) спроститься:

$$P = \text{Вер}(Y_H > 0) = \int_0^\infty f(Y_H) dY_H; \quad (2.7)$$

$$P = \text{Вер}(Y_T > 0) = \int_0^\infty f(Y_T) dY_T. \quad (2.8)$$

Якщо випадкові величини X , X_H , X_T незалежні і мають нормальний розподіл з щільністю [39]

$$f(X_i) = \frac{1}{\sigma_{x_i} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(X_i - m_{x_i})^2}{2\sigma_{x_i}^2}}, \quad (2.9)$$

то Y_H і Y_T також мають нормальний розподіл та щільність розподілення визначається за залежностями:

$$f(Y_H) = \frac{1}{\sigma_{y_H} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(Y_H - m_{y_H})^2}{2\sigma_{y_H}^2}}; \quad (2.10)$$

$$f(Y_{\Gamma}) = \frac{1}{\sigma_{y_{\Gamma}} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(Y_{\Gamma} - m_{y_{\Gamma}})^2}{2\sigma_{y_{\Gamma}}^2}}, \quad (2.11)$$

де $X_i = X, X_{\text{н}}, X_{\Gamma}$; σ_y – середньоквадратичне відхилення випадкової величини; m – математичне очікування;

$$m_{y_{\text{н}}} = m_x - m_{x_{\text{н}}}; m_{y_{\Gamma}} = m_{x_{\Gamma}} - m_x;$$

$$\sigma_{y_{\text{н}}} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_{x_{\text{н}}}^2}; \sigma_{y_{\Gamma}} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_{x_{\Gamma}}^2}.$$

У цьому випадку шукана функція $f(Y_{\text{н}}, Y_{\Gamma})$ буде теж нормальною, але з іншими параметрами [39]:

$$f(Y_{\text{н}}, Y_{\Gamma}) = \frac{1}{2\pi \sigma_{y_{\text{н}}} \sigma_{y_{\Gamma}} (1-\rho)} \exp \left\{ -\frac{1}{2(1-\rho^2)} \left[\frac{(Y_{\text{н}} - m_{y_{\text{н}}})^2}{2\sigma_{y_{\text{н}}}^2} - \frac{2\rho(Y_{\text{н}} - m_{y_{\text{н}}})(Y_{\Gamma} - m_{y_{\Gamma}})}{\sigma_{y_{\text{н}}} \sigma_{y_{\Gamma}}} + \frac{(Y_{\Gamma} - m_{y_{\Gamma}})^2}{2\sigma_{y_{\Gamma}}^2} \right] \right\}, \quad (2.12)$$

де ρ – коефіцієнт кореляції випадкових величин $Y_{\text{н}}$ і Y_{Γ} .

Для визначення коефіцієнта кореляції спочатку знаходять кореляційний момент

$$K = M[(Y_{\text{н}} - m_{y_{\text{н}}})(Y_{\Gamma} - m_{y_{\Gamma}})]. \quad (2.13)$$

Після перемноження членів, що знаходяться в дужках, рівняння (2.13) та урахування властивості математичних очікувань суми і добутку випадкових величин, а також приведення подібних членів з урахуванням залежності $\sigma_y^2 = M[Y^2] - m_y^2$, остаточно отримаємо

$$K = -\sigma_y^2,$$

і коефіцієнт кореляції

$$\rho = \frac{K}{\sigma_{y_{\text{н}}} \sigma_{y_{\Gamma}}} = -\frac{\sigma_x^2}{\sqrt{(\sigma_x^2 + \sigma_{x_{\text{н}}}^2)(\sigma_x^2 + \sigma_{x_{\Gamma}}^2)}}.$$

Вирази для щільностей ймовірностей $f(X_{\text{н}}X_{\Gamma})$, $f(X_{\text{н}})$, $f(X_{\Gamma})$ дозволяють знайти ймовірність відсутності відмови за рівняннями (2.6), (2.7) і (2.8).

Зазначимо, що згідно з роботою [21] більшість випадкових процесів, що відбуваються в гідроприводах, відповідають нормальному закону розпо-

ділу. Розглянемо декілька випадків, які часто зустрічаються на практиці.

А. Загальний випадок. Випадковий параметр X не повинен виходити за межі X_H і X_Γ , Усі випадкові параметри мають нормальний розподіл та статистичні характеристики m_x , σ_x і ρ .

Ймовірність безвідмовної роботи визначається з розв'язку подвійного інтеграла

$$P = \int_0^\infty \int_0^\infty \frac{1}{2\pi \sigma_{y_H} \sigma_{y_\Gamma} (1-\rho^2)} \exp \left\{ -\frac{1}{2(1-\rho^2)} \left[\frac{(Y_H - m_{y_H})^2}{2\sigma_{y_H}^2} - \frac{2\rho(Y_H - m_{y_H})(Y_\Gamma - m_{y_\Gamma})}{\sigma_{y_H} \sigma_{y_\Gamma}} + \frac{(Y_\Gamma - m_{y_\Gamma})^2}{2\sigma_{y_\Gamma}^2} \right] \right\} dY_H dY_\Gamma \quad (2.14)$$

Розв'язок (2.14) [39]:

$$P = 0,5 [\Phi(\alpha_H) + \Phi(\alpha_\Gamma) - T(\alpha_H \beta_H) - T(\alpha_\Gamma \beta_\Gamma)],$$

$$\text{де } \alpha_H = \frac{m_{y_H}}{\sigma_{y_H}}; \alpha_\Gamma = \frac{m_{y_\Gamma}}{\sigma_{y_\Gamma}}; \beta_H = \frac{\alpha_\Gamma - \alpha_H \rho}{\alpha_H \sqrt{1-\rho^2}}; \beta_\Gamma = \frac{\alpha_H - \alpha_\Gamma \rho}{\alpha_\Gamma \sqrt{1-\rho^2}}.$$

Значення функції $\Phi(x) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{t^2}{2}} dt$, наведені в роботі [39], а значення

$T(\alpha, \beta)$ – в роботі [10].

Обчислення ймовірності згідно з рівнянням (2.14) можна спростити, якщо систему двох величин X_H , X_Γ , які мають нормальний розподіл, розкласти на дві незалежні величини X'_H і X'_Γ з такими статистичними характеристиками [12]:

$$m_{y'_H} = m_{y_H}; m_{y'_\Gamma} = m_{y_\Gamma};$$

$$\sigma_{y'_H}^2 = \sigma_{y_H}^2 \cos \alpha + K \sin 2\alpha + \sigma_{y_H}^2 \sin^2 \alpha;$$

$$\sigma_{y'_\Gamma}^2 = \sigma_{y_\Gamma}^2 \sin \alpha + K \sin 2\alpha + \sigma_{y_\Gamma}^2 \cos^2 \alpha,$$

$$\text{де } \alpha = \frac{1}{2} \arctg \left(-\frac{2\sigma_x^2}{\sigma_{y_H}^2 - \sigma_{y_\Gamma}^2} \right).$$

Тоді

$$P = \text{Вер}(X_H < X < X_\Gamma) = \Phi \left(\frac{m_{y_H}}{\sigma_{y'_H}} \right) \Phi \left(\frac{m_{y_\Gamma}}{\sigma_{y'_\Gamma}} \right). \quad (2.15)$$

Б. Функції Y_H , Y_Γ незалежні ($\rho = 0$) та мають нормальний розподіл. В цьому випадку щільність ймовірностей $f(Y_H, Y_\Gamma) = f(Y_H)f(Y_\Gamma)$ і відповідно до (2.14)

$$P = \Phi\left(\frac{m_{Y_H}}{\sigma_{Y_H}}\right)\Phi\left(\frac{m_{Y_\Gamma}}{\sigma_{Y_\Gamma}}\right). \quad (2.16)$$

В. Недопустимий вихід випадкового параметра за одну з меж X_H або X_Γ . В цьому випадку відповідно до (2. 6), (2.10) та (2. 11) маємо

$$P = \text{Вер}(X_H > 0) = \Phi\left(\frac{m_{Y_H}}{\sigma_{Y_H}}\right); \quad (2.17)$$

$$P = \text{Вер}(X_\Gamma > 0) = \Phi\left(\frac{m_{Y_\Gamma}}{\sigma_{Y_\Gamma}}\right). \quad (2.18)$$

Г. Межі X_H і X_Γ невипадкові. В цьому випадку задача спрощується і для її розв'язання необхідно знати щільність ймовірності

$$f(X) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(X-m_x)^2}{2\sigma_x^2}}. \text{ Маючи на увазі, що } \Phi(-X) = -\Phi(x), \text{ отримаємо}$$

$$P = \text{Вер}(X_H < X < X_\Gamma) = \Phi\left(\frac{X_\Gamma - m_x}{\sigma_x}\right) - \Phi\left(\frac{m_x - X_H}{\sigma_x}\right). \quad (2.19)$$

Якщо необхідно розрахувати при цих умовах ймовірність виходу випадкової величини X тільки за межу X_H чи X_Γ , то

$$P = \text{Вер}(X < X_\Gamma) = \Phi\left(\frac{X_\Gamma - m_x}{\sigma_x}\right);$$

$$P = \text{Вер}(X_H < X) = \Phi\left(\frac{m_x - X_H}{\sigma_x}\right).$$

Модель старіння та зношення. Серед причин виникнення відмов значне місце займає старіння та зношення. Протягом часу матеріали, з яких виготовлено елементи приводу, зазнають необоротних змін, спричинених міжкристалічними явищами, накопиченням деформацій та іншими причинами, і як результат виникає відмова.

Старіння – природний процес зміни у часі фізико-хімічних властивостей матеріалу у вигляді структурних змін, розпаду, окислювання та інших явищ.

Процеси старіння залежать від багатьох факторів. Старіння відбувається під впливом оточуючого середовища (окислювання, нагрівання, охолодження, радіація, вологість та ін.); механічних впливів в умовах експлуатації (вібрації, удари); абразивного впливу та ін. Однією з причин старіння є залишкові деформації, які виникають при великому навантаженні і спричиняють короткочасне напруження в матеріалах, більше припустимих величин. В умовах експлуатації може виникати короткочасне навантаження, через яке виникають напруження, що перевищують межу пружності. Багаторазове навантаження веде до руйнування матеріалу, оскільки в ньому накопичуються залишкові деформації.

Старіння – це структурні і релаксаційні перетворення в матеріалі. При старінні металевих сплавів спостерігають корозійне розтріскування по межах зерен. При старінні пластичних матеріалів відбуваються незворотні зміни їх властивостей через хімічні перетворення, знижується міцність, збільшується ламкість і газопроникнення. Для гумових ущільнень приводу характерне теплове старіння, при якому відбувається безповоротне накопичення залишкових деформацій та зменшення контактного тиску при тривалому впливі високих температур, окислювального і дифузійного обміну із рідиною.

Старіння матеріалу тісно пов'язане із тертям та зношенням. При терті в зоні контакту поверхонь відбуваються взаємопов'язані процеси: мікрорізання, пластичні деформації, локальне підвищення температури, молекулярні взаємодії та ін. Залежно від кінематики відносного переміщення з'єднаних деталей приводів розрізняють тертя ковзання, кочення і кочення з прослизанням.

На характер тертя впливає якість робочих поверхонь та фізичні властивості матеріалів пар тертя. Фізичні властивості шару на поверхні матеріалу відрізняються від властивостей основного матеріалу деталі. В основному матеріалі атоми кристалічної решітки знаходяться в рівновазі. В шарі на поверхні матеріалу атоми взаємодіють з оточуючим середовищем, в результаті чого на поверхні металу утворюється дуже тонка плівка окислів, яка істотно впливає на силу тертя. Механізм тертя визначають фізичні процеси в зоні стику деталей, він пов'язаний із наявністю плівки мастила між контактуючими поверхнями.

Залежно від наявності і суцільності мастильного матеріалу між контактуючими поверхнями буває тертя без мастильного матеріалу і тертя із мастильним матеріалом з рідинним та граничним змащуванням, рис. 2.7.

Тертя без мастильного матеріалу завжди супроводжується пружно-пластичними деформаціями, інтенсивним виділенням тепла, виникненням шуму та вібрацій. Для нього характерні як механічні, так і молекулярні взаємодії. У процесі роботи деталі стикаються лише виступами шорсткостей. Дотична площа цих виступів набагато менші загальної площі поверхні, тому в місцях торкання виникає великий контактний тиск. Під впливом цього тиску виступи при відносному переміщенні поверхонь взаємно укорінюються і руйнуються, при цьому на контактуючих поверхнях виникають сили молекулярного впливу. При терті без мастильного матеріалу швидкість зношення найбільша.

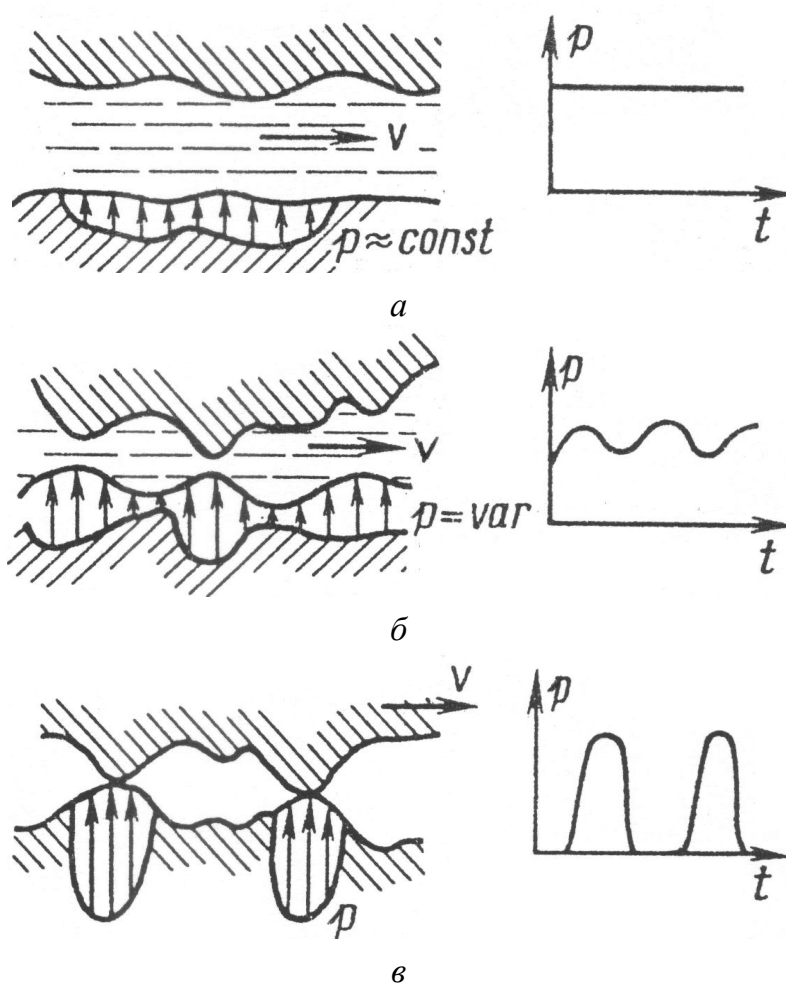


Рис. 2.7. Зміна тиску p на мікровиступах при терті: а, б – із мастилом (а – з рідинним змащуванням, б – з граничним змащуванням); в – без мастила

Граничне змащення – це таке змащення, при якому тертя і спрацювання між поверхнями, які відносно рухаються, визначаються властивостями поверхонь і властивостями мастильного матеріалу. На поверхні контактуючих деталей утворюється плівка розчинених у робочій рідині активних вуглеводних з'єднань, яка покривається шарами полярних молекул. Поверхня вкривається шаром орієнтованих полярних молекул. Із збільшенням відстані від поверхні металу сила тяжіння молекул зменшується пропорційно четвертому степеню цієї відстані і частки мастила починають вільно ковзати по нерухомих шарах.

Мастило не тільки зменшує тертя, але і проникає в мікропори на поверхні деталі, що сприяє перерозподілу тиску і забезпечує сприятливі умови припрацювання поверхонь. При граничному змащенні відбувається перерозподіл зовнішнього навантаження, однак мають місце більш навантажені зони в місці зближення мікровиступів. Внаслідок цього при відносному русі тіл відбувається коливання напружень у кожному виступі та створюються умови для їх руйнування внаслідок втоми.

Рідинне змащення виникає тоді, коли поверхні тертя розділені рідинним мастильним матеріалом, діє постійний тиск, незмінний при відносному переміщенні поверхонь. Цей тиск не може зруйнувати мікро- виступи. Величина шару мастила визначається конструкцією вузла тертя. Під впливом тертя та інших фізико-хімічних процесів відбувається зношення деталей.

У початковий період відбувається велика швидкість зношення. Тривалість цього періоду визначається якістю поверхонь, в результаті цього встановлюється деяка шорсткість. Цей період характеризує постійна інтенсивність зношення, яка триває доти, поки зміни розмірів або форми деталей не вплинуть на умови роботи. При цьому виникають динамічні навантаження і починається період аварійного зношення.

При роботі з'єднаних деталей виникають механічні та корозійно-механічні зношення.

Механічне зношення виникає через взаємодію деталей із граничним змащенням або терті без мастильних матеріалів. Різновидністю механічного зношення є абразивне, яке виникає внаслідок взаємодії твердих часток, які знаходяться у вільному або зв'язаному стані. Абразивні частки утворюються в результаті зношення, а також знаходяться у змащувальному матері-

алі внаслідок недостатньої фільтрації рідини.

Зношення при утомі виникає в результаті повторного деформування мікрооб'ємів матеріалів, через яке виникають тріщини та відділення часток металу.

Зношення при заїданні – зношення внаслідок скріплення, глибинного вирівнювання матеріалу, переносу його з однієї поверхні тертя на іншу та дії нерівностей, що виникли на з'єднаних поверхнях. Таке зношення відбувається зазвичай при граничному змащуванні або терті без мастила та приводить до неприпустимих пошкоджень.

Корозійно-механічне зношення відбувається при терті матеріалів, які хімічно взаємодіють з середовищем, та поділяється на окислювальне і зношування при фреттинг-корозії.

Окислювальне зношення відбувається при наявності на поверхні тертя захисних плівок, які утворюються внаслідок взаємодії матеріалу з киснем і мають малу міцність та швидко руйнуються. При терті кочення мають місце великі деформації на поверхнях контакту, які полегшують дифузію кисню та його взаємодію з металом. Насичений киснем шар металу є крихким та легко руйнується.

Зношення при фреттинг-корозії відбувається при терті ковзання з відносним коливанням контактуючих поверхонь в результаті вібрації або періодичних деформацій. Для контактуючих ділянок характерно скріплювання металу, руйнування контактуючих та утворення збільшеної кількості продуктів зношення.

Для прогнозування надійності приводу, який містить велику кількість елементів з парами тертя, необхідно знати основні закономірності зношення. Показниками зношення є лінійне зношення h (мкм), яке вимірюється в напрямку, перпендикулярному до поверхні тертя; швидкість зношення $v = dh/dt$ (мкм/год) – відношення зношення до проміжку часу, за який він виник; інтенсивність зношення $j = dh/ds$ – відношення зношення до шляху тертя. Показники зношення залежать від силових і кінематичних параметрів приводу, механічних властивостей матеріалу тощо та змінюються в часі.

На сьогодні відсутні аналітичні залежності, які описують показники зношення, тому для визначення закономірностей зношення використовуються емпіричні залежності. Опит експлуатації елементів приводів показує,

що швидкість зношення з'єднаних пар є характерною функцією часу. На початку роботи відбувається припрацювання поверхонь контакту, на яких встановлюється відповідна шорсткість, швидкість зношення збільшується. Потім настає період усталеного зношення, який характеризується постійною швидкістю зношення – робочий період. Далі внаслідок зношення відбувається збільшення зазорів між поверхнями тертя, виникають додаткові динамічні навантаження, погіршуються умови змащування та при певних умовах настає аварійний період, який приводить до відмови.

Модель "слабкого" ланцюга. Деформації і руйнування окремих деталей і вузлів спричиняються несприятливим поєднанням діючого навантаження і фактичної міцності. Для такого випадку справедливою буде параметрична модель, тільки узагальненим параметром стану необхідно прийняти навантаження F , а параметром граничного стану буде міцність R_n . Тоді відмова (руйнування) відбудеться при виконанні умови $R_n - F > 0$.

Причинами руйнування можуть бути внутрішні зміни властивостей навантаженого матеріалу через термоактивний процес. Є декілька моделей такого руйнування. Найбільш розроблено кінематичну модель міцності. Відповідно до цієї моделі величина деформації матеріалу визначається не тільки граничним напруженням, а і термохімічними процесами, які залежать від температури і властивостей матеріалу. Виникнення та розвиток тріщин в матеріалі обумовлені розривом міжатомних зв'язків за рахунок теплових флуктуацій і дифузії вакансій до тріщин.

При високих напруженнях і відносно низьких температурах під дією навантаження в однорідному тілі, захищеному від зовнішніх навантажень, крім прикладеного, відбувається акумуляція та перетворення енергії. Підведена енергія характеризується навантаженням, а та, що акумулюється, – напруженням. В елементі підведена енергія накопичується у вигляді напруження розтягнення міжатомних зв'язків, які створюються електростатичними силами. Тіло не може нескінченно накопичувати енергію. Тому, коли енергія, накопичена елементом при деякому процесі, перевищить критичне значення, відбудеться розрив міжатомних зв'язків та відмова.

У зоні малих напружень і високих температурах діє дифузійний механізм руйнування, який базується на збільшенні мікротріщин. Швидкість збільшення мікротріщин залежить від локальних напружень. Спочатку мікрот-

ріщина, утворена через незначні дефекти (сторонніх включень, подряпин, неоднорідності матеріалу тощо), розвивається повільно, а потім з великою швидкістю, яка наближається до швидкості звуку.

Привід є гетерогенною системою, в якій підведена енергія розподіляється нерівномірно по усьому об'єкту, внаслідок чого навантаження на окремі елементи різне. Крім того, окремі елементи мають різні властивості і початкові умови розвитку тріщин. В результаті цього деякі елементи можуть відмовити при більш низьких значеннях накопиченої енергії. Такі елементи називають “слабкими”, вони є причиною відмови об'єкта. В об'єкта, який має N елементів, з яких відмовили n “слабких” елементів, навантаження на елементи, що залишилися, зросло $R_n = R_0 N / (N - n)$ (де R_0 – початкове навантаження) і якщо воно перевищить несучу здатність “слабкого” ланцюга, то елемент відмовить, а навантаження на інші елементи зросте ще більше і т. ін.

Модель “слабкого” ланцюга дозволяє пояснити появу відмов наявності місцевих перенапружень, викликаних невиявленими незначними дефектами матеріалу.

Модель втоми. Елементи приводу в процесі експлуатації працюють в умовах циклічного навантаження з постійною або змінною частотою циклів. Встановлено, що багаторазове навантаження спричиняє руйнування елементів конструкції при напруженнях, які значно менші, ніж ті, що виникають при одноразовому навантаженні. Під впливом змінних напружень відбувається процес поступового накопичення пошкоджень матеріалу, який веде до безповоротної зміни його фізико-хімічних властивостей, виникнення тріщин, їх розвитку та руйнування через утому.

Мікротріщини, викликані втомою, виникають там, де є концентратори напруження (сліди обробки інструментом, переходи від перерізу до перерізу тощо).

За своїм характером нестаціонарні навантаження бувають різними. Приблизно їх можна вважати циклічними симетричними та асиметричними, рис. 2.8. Цикл навантаження характеризується максимальним σ_{\max} , мінімальним σ_{\min} та середнім $\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$ напруженнями, амплітудою $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$ і коефіцієнтом асиметрії циклу $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$.

Зазвичай приймають напруження розтягування зі знаком плюс, а стиску – мінус. Тоді кожен вид циклу навантаження можна описати за допомогою наведених вище співвідношень. Так, для симетричного циклу:

$$\sigma_{\max} - \sigma_{\min} = \sigma_a; \sigma_m = 0; R = -\sigma_{\min} / \sigma_{\max} = -1.$$

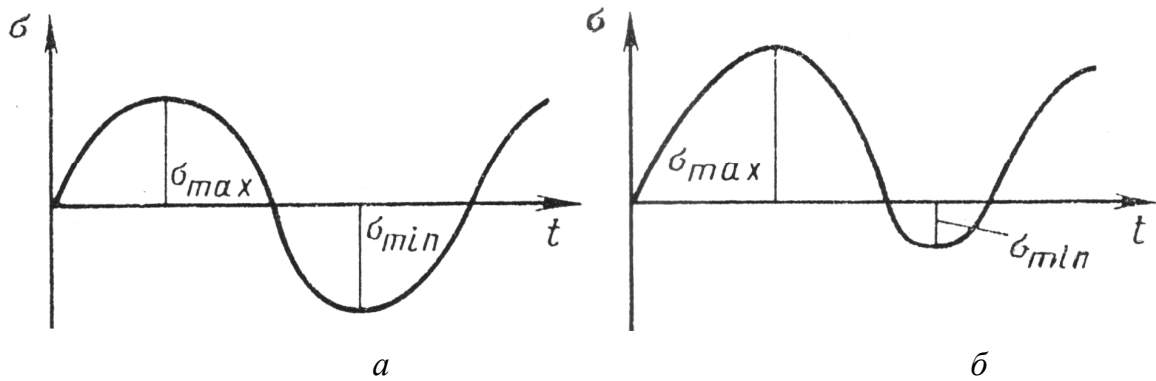


Рис.2.8. Цикли напружень: *a* – симетричний; *б* – асиметричний

Основним критерієм, що характеризує опір матеріалу руйнуванню через утому, є гранична витривалість, яка для симетричного циклу позначається σ_{-1} при згинанні і τ_{-1} – при крученні. Гранична витривалість визначається з довідкової літератури.

Граничною витривалістю називається найбільше напруження циклу σ_m , яке може витримати зразок без руйнування через утому при заданій найбільшій тривалості випробувань. Для асиметричного циклу навантаження гранична витривалість $\sigma_{-1} = \sigma_a + R \sigma_m$.

Другим критерієм, який характеризує утому, є циклічна довговічність N , тобто число циклів навантаження, що витримує зразок до виникнення тріщини через утому або руйнування через утому.

Залежність $N(\sigma)$ або $\lg N(\sigma)$ називають кривою утоми, вона визначається в результаті експериментальних досліджень і має вигляд показаний на рис. 2.9. Крива утоми описується рівнянням

$$\sigma_i^m N_i = \text{const},$$

де m показник, який залежить від геометрії деталі, площі перерізу, кількості циклів навантаження, коефіцієнта концентрації напружень.

Крива утоми асимптотично наближається до горизонтальної лінії, яка визначає межу витривалості. На межу витривалості впливає форма деталі,

матеріал з якого вона виготовлена, технологія обробки, а також металургійні фактори. Вона зменшується зі збільшенням забрудненості металу неметалевими включеннями, збільшенням зерен та наявністю тріщин від гартування. Особливо сильно на опір витривалості впливають дефекти обробки поверхонь, до них належать тріщини, переривчастість наклепаного шару тощо. Зазначимо, що процес руйнування через утому ускладнюється і підсилюється при одночасному впливі старіння та зношення.

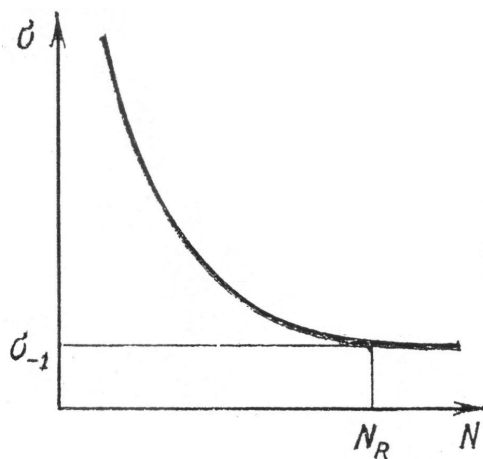


Рис. 2.9. Крива втоми

Дослідження різних авторів показали, що межа витривалості практично не залежить від закону зміни напруження протягом одного циклу навантаження і частоти зміни циклів. На межу витривалості впливає вид напруженого стану та ступінь асиметрії циклу. Встановлено, що при збільшенні асиметрії циклу граничні напруження витривалості збільшуються [30]. Найменшу межу витривалості має симетричний цикл.

Запитання для самоконтролю

1. Як класифікуються відмови та які відмови є прогнозованими?
2. Які фактори визначають надійність гідроприводу?
3. Які фізичні процеси впливають на працездатність приводу?
4. Охарактеризуйте кліматичні фактори, які впливають на надійність приводу.
5. Перелічіть гідравлічні фактори, які впливають на надійність приводу.
6. Охарактеризуйте механічні фактори, які впливають на надійність приводу.
7. Як газовміст робочої рідини впливає на працездатність приводу?
8. Перелічіть причини вібрацій елементів приводу.
9. Яка основна причина пульсацій тиску в гідравлічній системі?
10. Які основні причини несправності об'ємних насосів?
11. Які основні причини несправності розподільчих пристроїв?

12. Які основні причини несправності гідроциліндрів ?
13. Які моделі описують відмови приводу?
14. Що розуміють під параметричною моделлю відмови приводу?
15. Якому закону розподілу випадкових величин відповідають процеси, що відбуваються в гідроприводах?
16. Який механізм старіння та зношення елементів приводу?
17. Які ви знаєте моделі тертя, що відбувається в елементах приводу?
18. Перелічіть показники зношення елементів приводу.
19. Яка фізична сутність моделі "слабкого" ланцюга?
20. Які ви знаєте цикли навантаження та який вигляд має крива втоми?

РОЗДІЛ 3

ПОКАЗНИКИ НАДІЙНОСТІ ТА МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДІВ

Показники надійності – це ймовірність певних подій, які обумовлені властивостями приводу. Ймовірність набуває кількісного (математичного) змісту та стає мірою надійності, коли можливість прояви якої-небудь події оцінюється якимось числом, стійким при неодноразовому повторенні деякого комплексу умов. Ймовірність події теоретично визначається залежністю

$$P = \lim(n/N),$$

де n – кількість подій; N – кількість випробувань.

Теоретичне значення ймовірності обмежено, оскільки його можна отримати при нескінченній кількості випробувань та при незмінному комплексі умов, що визначають ці випробування. Більш прийнятним є визначення ймовірності як деякої закономірної величини, поблизу якої групуються частоти $P^* = n/N$, отримані при достатньо великій кількості випробувань.

У теорії надійності використовується велика кількість різних показників надійності, вибір яких визначається завданням аналізу та призначенням приводу. Однак в усіх випадках основними показниками надійності є безвідмовність та довговічність.

3.1. Показники надійності невідновних приводів

Інтенсивність відмов. Зазвичай межі зміни зовнішніх впливів та умов експлуатації приводу задані. Однак в цих допустимих межах та умовах експлуатації властивості елементів приводу і його режим роботи змінюються випадково, що приводить до виникнення відмов у випадкові моменти часу. Таким чином, час t роботи елемента або приводу до відмови є випадковою величиною.

Послідовність подій, що настають одна за одною, називається потоком відмов. Якщо подія – відмова, то така послідовність називається потоком відмов.

Потік відмов називається ординарним, якщо ймовірність потрапляння на довільний інтервал часу $(t, t + \Delta t)$ двох та більше подій дорівнює нулю.

Потік подій називається потоком без наслідків, якщо ймовірність потрапляння k подій на інтервал часу $(t, t + \Delta t)$ не залежить від кількості і моментів часу появи події на інших інтервалах часу.

Ординарний без наслідків потік називається пуассонівським. Якщо події утворюють пуассонівський потік, то кількість подій, які відбуваються на будь-якому інтервалі $(t, t + \Delta t)$, має розподіл за законом рідких подій (закон Пуассона) і при цьому ймовірність того, що випадкова величина X (кількість подій) в інтервалі $(t, t + \Delta t)$ набуває значення $0, 1, 2, 3, \dots, m$ дорівнює m , визначається залежністю [39]

$$P = \text{Вер}(X = m) = \frac{a^m}{m!} e^{-a}, \quad (3.1)$$

де a – математичне очікування кількості подій, яке називається параметром закону Пуассона;

$$a = \int_0^{t+\Delta t} \lambda(t) dt, \quad (3.2)$$

де $\lambda(t)$ – інтенсивність відмов.

Інтенсивність відмов – це умовна щільність ймовірності виникнення відмови невідомого приводу, що визначається до моменту часу, який розглядається, за умови, що до цього моменту відмова не виникала. Інтенсивність відмов за статистикою визначається

$$\lambda^*(t) = \frac{[N(t) - N(t + \Delta t)]}{N(t)\Delta t}, \quad (3.3)$$

де $N(t)$ і $N(t + \Delta t)$ – відповідно кількість елементів, працездатних до моменту часу t і $t + \Delta t$; Δt – деякий достатньо малий проміжок часу.

Інтенсивність відмов записана через ймовірність безвідмовної роботи $P(t)$ [39]

$$\lambda(t) = f(t)/P(t), \quad (3.4)$$

де $f(t)$ – ймовірність виникнення відмови.

Якщо ймовірність відмови в інтервалі $(t, t + \Delta t)$ залежить від кількості відмов та інтервалу Δt і не залежить від положення початку інтервалу t , то

такий потік називають стаціонарним.

Інтенсивність відмов $\lambda(t)$ практично для усіх технічних систем залежить від часу та має три характерні ділянки. На першій ділянці, де відбувається припрацювання елементів приводу, інтенсивність відмов зменшується. В цей період в основному проявляються конструктивні, технологічні і виробничі дефекти. Відмови в цей період пояснюються моделлю “слабкого ланцюга”, а закон їх розподілення залежить від особливостей технічної системи.

Друга ділянка відповідає періоду нормальної експлуатації. Інтенсивність відмов $\lambda(t) \approx \text{const}$ і визначається випадковими в основному раптовими відмовами, які викликані експлуатаційними факторами.

На третій ділянці інтенсивність відмов $\lambda(t)$ збільшується через незворотні фізико-хімічні процеси в елементах, пов’язаних з їх довготерміновою експлуатацією. Механізм відмов на цій ділянці пояснюється моделями спрацювання, старіння та втоми.

Інтенсивність відмов застосовується для оцінки надійності елементів і агрегатів. Вона дозволяє виявити потенційно ненадійні ділянки систем, впливом на які відповідним чином можна підвищити надійність системи в цілому.

Ймовірністю безвідмовної роботи – називають ймовірність того, що в межах заданого інтервалу часу відмови не відбудеться. За статистичними даними ймовірність безвідмовної роботи

$$P^*(t) = [N - n(t)] / N, \quad (3.5)$$

де N – кількість приводів, які випробували або за якими спостерігали; $n(t)$ – кількість приводів, які відмовили під час роботи.

При $N \rightarrow \infty$ статистична оцінка $P^*(t)$ є стійкою та наближається до $P(t)$. Зміна ймовірності безвідмовної роботи при $t = 0$ відповідно до прийнятої моделі (в момент початку роботи елемент працездатний) $P(0) = 1$ та згідно з логікою при $t = \infty$ $P(\infty) = 0$. Таким чином ймовірність безвідмовної роботи змінюється в межах від 0 до 1. Характер зміни $P(t)$ у часі залежить від властивостей приводу і законів розподілення відмов.

Ймовірність безвідмовної роботи й інтенсивність відмов мають однозначний зв’язок (див. залежність (3.4)) $\lambda(t) = f(t)/P(t)$. Або [39]

$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda(t) dt}. \quad (3.6)$$

Важливим для практики випадком є робота елемента при постійній інтенсивності відмов $\lambda(t) = \lambda = \text{const}$. При цьому

$$P(t) = e^{-\lambda t}. \quad (3.7)$$

Залежність (3.7) є експоненціальним законом надійності.

Для $P(t) > 0,9$ або $\lambda t < 0,1$ залежність (3.7) замінюють першим членом розкладу функції [39]:

$$P(t) = 1 - \lambda t. \quad (3.8)$$

Відсутність наслідків відмов, які підпорядковуються експоненціальному закону, приводить до того, що ймовірність безвідмовної роботи на відрізку $(t, t + \Delta t)$ не залежить від часу попередньої роботи, а залежить тільки від довжини інтервалу Δt .

Середнє напрацювання до відмови T_0 – це математичне очікування напрацювання приводу до першої відмови. Напрацювання – це тривалість або обсяг роботи об'єкту. Напрацювання до відмови оцінюють годинами. Коли об'єкт працює циклами, то напрацювання до відмови оцінюють кількістю циклів (увімкнень).

Статистичне визначення середнього напрацювання до відмови залежить від плану випробувань. Коли під час випробувань всі N об'єктів відмовили і час до відмови кожного об'єкта визначено t_1, t_2, \dots, t_N , то

$$T_0^* = \sum_{i=1}^N t_i / N. \quad (3.9)$$

Коли точна інформація про величини t_i відсутня, то середнє напрацювання можна визначити із залежності [38]

$$T_0^* = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^m n_i \bar{t}_i, \quad (3.10)$$

де $m = t_{\Sigma} / \Delta t$ – кількість часових інтервалів, на який поділено увесь період випробувань; n_i – кількість об'єктів, що відмовили в i -му інтервалі; $\bar{t}_i = 0,5\Delta t + i\Delta t$ – середній час i -го інтервалу.

При умові $\lambda(t) = \text{const}$ [38]:

$$T_0 = 1/\lambda; \quad P(t) = e^{-t/T_0}. \quad (3.11)$$

Ймовірність безвідмовної роботи використовують для кількісної оцінки надійності приводу як системи. Інтенсивність безвідмовної роботи використовують для кількісної оцінки надійності елементів та агрегатів. Приводи та їх елементи високонадійні, для них справедливі співвідношення $\lambda(t) \leq 1$ і $P(t) \rightarrow 1$. Тому розклавши в ряд Тейлора e^{-t/T_0} та відкинувши члени вище першого порядку, отримаємо такі наближені співвідношення:

$$P(t) = 1 - \Lambda t; \quad \Lambda(t) = \sum_{i=1}^r N_i \lambda_i; \quad T_0 = \Lambda^{-1}, \quad (3.12)$$

де Λ – сумарна інтенсивність відмов; N_i – кількість однотипних елементів; r – кількість груп однотипних елементів.

Залежності (3.12) справедливі для приводів, у яких $P(t) > 0,8$.

3.2. Показники надійності відновних приводів

Відновні приводи дозволяють під час експлуатації відновлювати працездатність. До відновних приводів належать приводи верстатів, машин, технологічного обладнання, відмови яких не ведуть до катастроф і аварій, а тільки визначають перерву функціонування на час ремонту і відновлення.

При експлуатації відновних приводів спостерігається потік відмов та відновлення. Вид потоку відмов визначає показники надійності та методи їх розрахунку. Найбільш повно вивчений та формалізований простіший потік відмов, який одночасно задовольняє умови стаціонарності, відсутності наслідків і ординарності.

Стаціонарність процесу означає, що на будь-якому проміжку часу ймовірність виникнення відмови залежить тільки від часу і не залежить від зсуву по осі часу. У великій кількості випадків стаціонарні потоки мають властивість ергодичності – велика кількість спостережень, зроблених на одній системі у довільно вибраний момент часу, має такі самі статистичні властивості (закони розподілення), що і така сама кількість спостережень, зроблених одночасно на великій кількості систем.

Відсутність наслідків (марківський процес) означає, що ймовірність появи відмови в проміжку часу не залежить від кількості відмов та їх розпо-

ділу до цього проміжку часу. Це означає, що в системах з такими властивостями відмови незалежні, а проміжки часу між відмовами розподілені за експоненціальним законом.

Характеристиками безвідмовної роботи відновних приводів є параметр потоку відмов, напрацювання до відмови та ймовірність безвідмовної роботи.

Параметр потоку відмов. Статистично параметр потоку відмов характеризує середню кількість відмов в одиницю часу відновного приводу за заданий період роботи

$$\omega^*(t) = \frac{\sum_1^N n_1(t + \Delta t) - \sum_1^N n_i(t)}{N\Delta t}.$$

Для найпростіших потоків відмов параметр потоку відмов збігається з інтенсивністю відмов, тобто $\omega^*(t) = \lambda(t)$.

Потік відновлення є наслідком потоку відмов, оскільки потреба у відновленні з'являється тільки після відмови. При визначенні потоку відновлення необхідно враховувати специфіку технічного обслуговування приводу та проведення планово-попереджувальних ремонтів.

Напрацювання до відмови – це співвідношення напрацювання приводу до математичного очікування кількості його відмов протягом цього напрацювання.

Статистичне напрацювання до відмови приводу визначають як співвідношення суми часу безвідмовної роботи t_1 між сусідніми відмовами до кількості відмов у розглянутий період роботи

$$T_0^* = \sum_1^n t_i / n.$$

Коли розглядається N виборів, то

$$T_0^* = \frac{1}{N} \sum_1^n \frac{1}{n} \sum_1^n t_i. \quad (3.13)$$

Ймовірність безвідмовної роботи відновного приводу – це ймовірність того, що в межах заданого напрацювання відмови не буде, або ймовірність того, що привід у будь-який момент часу знаходиться в працездатному стані.

Відновний привід у довільний період часу $(t, t + \Delta t)$ буде в працездатному стані тільки при виконанні двох несумісних подій: A – привід працездатний в момент часу t і за інтервал Δt не відмовить; B – привід до моменту часу t відмовив, але за інтервал часу Δt відновлений.

Ймовірність цих подій визначається залежностями:

$$P_A(t, t + \Delta t) = P(t)e^{\lambda \Delta t}; \quad (3.14)$$

$$P_B(t, t + \Delta t) = [1 - P(t)][1 - e^{-\mu \Delta t}], \quad (3.15)$$

де μ – параметр відновлення, який аналогічний параметру потоку відмов, і є зворотною величиною часу відновлення $(1/t_v)$.

Розклавши показникові функції (3.14) і (3.15) в ряд, залишаючи перші члени та застосувавши граничний перехід і розв’язавши отримане таким чином диференціальне рівняння, отримали залежність для визначення ймовірності застати відновний привід у працездатному стані у будь-який момент часу [38]

$$P_T(t) = \frac{\mu}{\lambda + \mu} + \frac{\lambda}{\lambda + \mu} e^{-(\lambda + \mu)t}. \quad (3.16)$$

Для відновного приводу раніш була отримана залежність $P(t) = e^{-\lambda t}$.

Із рівняння (3.16) випливає, що при $t = 0$ $P_T(t) = 1$ і при $t \rightarrow \infty$ $P_T(t) = \frac{\mu}{\lambda + \mu}$.

Таким чином, ймовірність безвідмовної роботи відновного приводу більша, ніж невідновного приводу. Чим менший час відновлення (μ більше), тим більша ймовірність безвідмовної роботи, рис. 3.1.

Показники довговічності. Довговічність – властивість приводу зберігати працездатність до настання граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування і ремонтів. Ознаки граничного стану встановлено нормативно-технічною документацією на конкретний привід.

Для оцінки довговічності приводу використовують показники, що характеризують вихід за допустимі межі основні технічні характеристики (потужність, ККД, швидкість, точність функціонування тощо) або здатність приводу виконувати функції з допустимими витратами на обслуговування. До таких показників відносяться ресурс та строк служби.

Строк служби $T_{сл}$ – календарна тривалість експлуатації приводу від

її початку або поновлення після капітального ремонту до настання граничного стану.

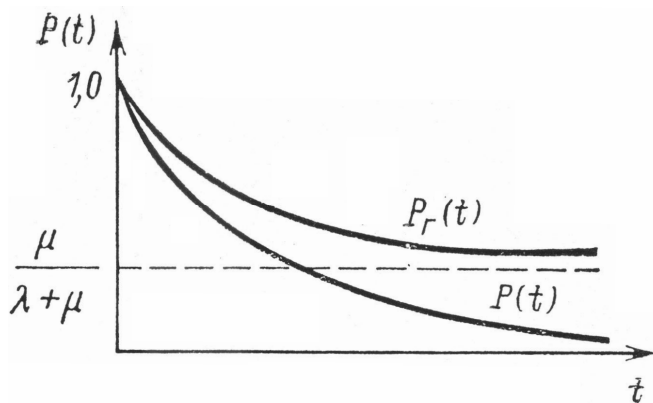


Рис. 3.1. Залежність ймовірності безвідмовної роботи для відновних та невідновних приводів

Ресурс T_p – напрацювання приводу від початку експлуатації або його поновлення після капітального ремонту до настання граничного стану.

Різниця між ресурсом і строком служби в тому, що перший показник є оцінкою фактичного напрацювання приводу, в той час як строк служби характеризує тривалість існування приводу від моменту введення в експлуатацію незалежно від характеру його використання.

Призначений ресурс $T_{pп}$ – загальне напрацювання приводу, при досягненні якого експлуатацію приводу треба припинити незалежно від його технічного стану. Цей показник є не випадковою величиною і застосовується для приводів складних об'єктів, що виконують відповідальні функції.

Середній ресурс $T_{p\text{ср}}$ або середній строк служби $T_{сл\text{ср}}$ – середнє значення ресурсу (строку служби) сукупності приводів одного типорозміру і використання. Ці показники визначаються із залежностей [38]:

$$T_{p\text{ср}} = \int_0^{\infty} t \varphi_p(t) dt; \quad T_{сл\text{ср}} = \int_0^{\infty} t \varphi_{сл}(t) dt,$$

де φ_p – щільність розподілення ресурсу; $\varphi_{сл}(t)$ – щільність розподілення строку служби.

Міжремонтний ресурс – середній ресурс між суміжними ремонтами. Через те, що привід є завжди підсистемою якоїсь базової системи, то технічні вимоги до ресурсних показників для поставлених умов і режимів експлуатації визначаються значенням ресурсних показників базових машин.

Гама-процентний ресурс – напрацювання, протягом якого привід не

досягає граничного стану із заданою ймовірністю γ . Гама-процентний ресурс показує, що γ процентів приводів цієї модифікації повинні мати напрацювання до граничного стану не менше величини

$$T_{p\gamma} = \int_0^T \varphi(t) dt = \frac{\gamma}{100}.$$

Якщо, наприклад, $\gamma = 90\%$, то відповідний ресурс треба назвати "дев'яностопроцентним" ресурсом.

Коефіцієнт готовності K_r характеризує ймовірність того, що привід виявиться працездатним у довільний момент часу, окрім планових періодів, протягом яких експлуатація приводу не передбачена.

Статистично коефіцієнт готовності визначається співвідношенням:

$$K_r = \sum_{i=1}^N t_i / NT_e,$$

де t_i – час працездатного стану i -го приводу, N – кількість приводів, T_e – час експлуатації, який складається із послідовних інтервалів часу роботи, що чергуються з часом відновлення.

3.3. Джерела інформації про надійність приводу. Критерії узгодженості статистик

Для оцінки надійності гідроприводу використовують три основні джерела інформації про можливі втрати працездатності приводу в процесі експлуатації: аналітичні розрахунки та прогнозування надійності на етапі проектування, результати випробувань на надійність, дані експлуатації і ремонтів. Найбільш цінну інформацію про реальні показники надійності, зокрема про час безвідмовної роботи окремих елементів приводу, отримують при його технічному обслуговуванні.

Для об'єктивної та достовірної оцінки надійності приводів необхідна система збирання та обробки інформації, яка повинна охоплювати проектні й експлуатаційні установи, заводи-виробники і ремонтні підприємства та забезпечувати своєчасне отримання повних і об'єктивних даних про працездатність приводу для аналізу та прийняття рішень.

Отриману інформацію класифікують за однорідністю і часом спосте-

реження, а також за метою випробувань. При цьому необхідно враховувати однотипність приводів. Всю інформацію групують за кількісними (рік виготовлення, номер приводу, дата введення в експлуатацію, дата появи несправності, час відновлення і напрацювання до відмови) та за атрибутивними (тип виробу, режим експлуатації, характер і причини несправностей тощо) ознаками.

Зазначимо, що для випробування будь-якого пристрою проводять реєстрацію певних параметрів з деякими похибками. Систематичні похибки обумовлені умовами випробувань або об'єктивними факторами, властивими цьому об'єкту чи методу випробувань. Випадкові похибки характеризуються сумарною дією великої кількості різних факторів.

Для встановлення закономірностей похибок і достовірного оцінювання надійності відповідно до граничної теореми теорії ймовірності необхідно провести велику кількість досліджень та вимірів. На практиці обмежуються скороченим комплексом випробувань та за їх результатами формують висновки про всю сукупність. У зв'язку з цим результати випробувань розглядають як випадково вибрану систему величин, яка є одною з можливих реалізацій, яка б могла бути.

Сукупність всіх випробувань і результати спостережень, які можна отримати в цих умовах, називають генеральною сукупністю, а результати отримані при випробуваннях – вибіркою з генеральної сукупності. Розрізняють два види генеральної сукупності – нескінченну і скінченну.

Скінченною генеральною сукупністю є, наприклад, партія N виготовлених приводів, з яких для аналізу надійності взяли $n < N$ випадково вибраних. Якщо аналізується технологічний процес ті ж самі приводи слід вважати як вибірку з нескінченної сукупності приводів, які можна виготовити за цією технологією. Вибірка називається репрезентативною, якщо вона достатньо добре представляє генеральну сукупність.

Для оцінки шуканих характеристик проводять статистичну обробку спостережень. Припустимо, що є випадкова величина x з законом розподілення $F(x)$. В результаті випробувань отримана вибірка $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, яку статистично обробили та отримали статистики θ_x^* параметра x . Статистиками може бути математичне очікування, дисперсії й ін. Оскільки вибірка $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ має випадковий характер, то і статистика випадкова та може ха-

рактизуватися законом розподілення $F(\theta)$ і числовими характеристиками цього закону: математичним очікуванням m_θ , дисперсією D_θ й ін. Природно, що розрахункові формули для отримання оцінок θ_x^* будуть залежати від вихідного розподілення $F(x)$, вибірки $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ та вимог, які пред'являються до оцінок. Зазвичай намагаються отримати незсунені, обґрунтовані й ефективні оцінки.

Для незсуненої оцінки її математичне очікування співпадає з дійсним значенням параметра, що оцінюється:

$$m_{\theta_x^*} = \theta_x.$$

Ефективна оцінка для цього обсягу вибірки має мінімальну дисперсію

$$D_{\theta_x^*} = \min.$$

Обґрунтована оцінка θ_x^* зі збільшенням обсягу n вибірки сходиться за ймовірністю до істинного значення θ_x . Інакше кажучи оцінка θ_x^* обґрунтована, якщо для будь-яких скільки завгодно малих ε і η існує таке n_1 , що при $n_1 > n$ виконується рівність

$$\text{Вер}\left\{\left|\theta^* - \theta_x\right| < \varepsilon\right\} = \eta. \quad (3.17)$$

Зі збільшенням обсягу n вибірки щільність ймовірностей $f(\theta_x^*)$ оцінки θ_x^* наближається до дійсного значення $\theta_x = m_{\theta_x}$, тобто дисперсія оцінки $D_{\theta_x^*}$ зі зростанням обсягу вибірки прагне до нуля. В реальних умовах вибірка завжди менша за генеральну сукупність, тому необхідно визначити достовірні оцінки. Для гідропневмоагрегатів ці оцінки визначають за методикою роботи [29].

Для оцінки узгодженості емпіричних і теоретичних статистик використовують різні критерії узгодження.

Критерій Смирнова застосовують для виключення грубих похибок у малих вибірках. За результатами вимірювань x підраховують математичне очікування $m_x^* = \frac{1}{n} \sum_1^n x$ і середнє квадратичне відхилення

$$\sigma^* = \sqrt{\frac{1}{1-n} \sum_1^n (x_1 - m_x^*)^2}, \text{ потім підраховують статистику } \varepsilon = (x_{ic} - m_x^*) / \sigma^*,$$

де x_{ic} – сумнівний результат вимірювань. Коли для цього числа вимірювань n та обраної надійності (заданої достовірності) P величина ε перевищує критичну величину $\varepsilon_{кр}$, то з ймовірністю, яка більша P , можна вважати сумнівний результат дослідів x_{ic} грубою помилкою і не використовувати при подальшому аналізі. Величини $\varepsilon_{кр}$ наведено в табл. 3.1, [39].

Таблиця 3.1 – Чисельні значення статистики ε

n	P				n	P		
	0,9	0,95	0,99			0,9	0,95	0,99
4	1,689	1,710	1,728		22	2,664	2,823	3,123
6	1,996	2,067	2,161		24	2,701	2,862	3,179
8	2,172	2,273	2,431		26	2,737	2,921	3,220
10	2,294	2,414	2,616		28	2,764	2,929	3,258
12	2,387	2,519	2,753		30	2,792	2,958	3,291
14	2,461	2,602	2,859		35	2,853	3,022	3,364
16	2,523	2,670	2,946		40	2,904	3,075	3,424
18	2,577	2,729	3,017		45	2,948	3,120	3,474
20	2,623	2,779	3,079		50	2,987	3,160	3,518

Критерій Пірсона (χ^2) застосовують, коли обробка експериментальних даних робиться із використанням інтервального ряду та коли частина або всі параметри розподілення передбачуваного закону невідомі і їх треба визначити за результатами випробувань. Для перевірки варіаційний ряд розбивають на k рівних інтервалів так, щоб в кожному інтервалі було не менш ніж п'ять вимірів. Нехай статистична функція розподілення $F^*(x)$ побудована за результатами n незалежних випробувань, що розбиті на k інтервалів. Визначені частоти потрапляння вимірів в кожний з інтервалів $P_i = n_i/n$, де n_i – кількість результатів у i -му інтервалі. Необхідно визначити узгодження гіпотези про закон розподілення з результатами експерименту і параметрами розподілення. При $n \rightarrow \infty$ ця статистика має розподіл

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^k (n_i - nP_i)^2 / nP_i, \quad (3.18)$$

з кількістю степенів вільності ν . При використанні χ^2 важливе значення має визначення степенів вільності. Кількість степенів вільності (розрядних інтервальних частот) цього варіаційного ряду вказує, скільки з цих частот

залишаються вільними, тобто скільки розрядних клітин можуть бути заповнені довільно, якщо взяти до уваги число незалежних зв'язків, яким підпорядковуються ці частоти. Такі зв'язки обумовлюються невідомими параметрами, що входять до теоретичного розподілення.

Кількість степенів вільності

$$\nu = k + 1 - s, \quad (3.19)$$

де k – кількість інтервалів (розрядів) частот; s – кількість невідомих параметрів закону розподілення (для нормального $s = 2$, для експоненціального $s = 1$, для розподілення Вейбулла $s = 3$, для біноміального та розподілення Пуассона $s = 1$).

За табл. з роботи [38] знаходять ймовірність $P(\chi_0^2)$ та за нею приймають рішення щодо збігу експериментального та теоретичного розподілу.

Спрощене використання критерію Пірсона для оцінки розбіжності між емпіричним та теоретичним розподіленням [39]:

якщо

$$|(\chi_0^2 - \nu) / \sqrt{2\nu}| > 3, \quad (3.20)$$

то розбіжність можна вважати суттєвою,

якщо

$$|(\chi_0^2 - \nu) / \sqrt{2\nu}| < 3, \quad (3.21)$$

то розбіжність можна вважати випадковою, тобто теоретичний закон розподілення добре узгоджений з емпіричним.

Критерій Колмогорова доцільно використовувати, коли є малі обсяги вибірки ($n < 20$) і відомі апріорі характеристики теоретичного закону розподілення. Для використання критерію Колмогорова необхідно на одному графіку (рис. 3.2) побудувати теоретичну $F(x)$ та експериментальну $F^*(x)$ криві розподілення та знайти найбільше абсолютне відхилення між цими функціями

$$D_n = \max [F(x) - F^*(x)]. \quad (3.22)$$

Узгодженість законів розподілення визначають за ймовірністю

$$P = \text{Вер} (D_n \sqrt{n} > \lambda_n), \quad (3.23)$$

де n – кількість дослідів; λ_n – значення критерію Колмогорова, табл. 3.2.

Якщо за рівнянням (3.23) отримаємо $P(\lambda_n) > 0,3$, то узгодження між теоре-

тичним та емпіричним законами розподілення вважається добрим. Якщо $P(\lambda_n) < 0,3$, то функція $F(x)$ недостатньо добре узгоджується з $F^*(x)$.

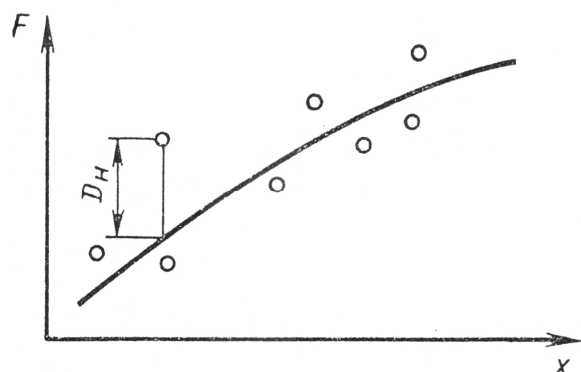


Рис. 3.1 Теоретична та експериментальна функції розподілення

Таблиця 3.2 – Значення критерію Колмогорова

λ_n	0,44	0,52	0,57	0,61	0,65	0,71	0,77	0,89	0,97	1,07	1,22	1,36	1,52
P	0,99	0,95	0,90	0,85	0,80	0,70	0,60	0,40	0,30	0,20	0,10	0,05	0,02

Необхідно зазначити, що критерій Колмогорова передбачає, що параметри теоретичного розподілення відомі завчасно. Якщо параметри теоретичного розподілення визначаються за тими ж даними, за якими отримана функція $F^*(x)$, то оцінка узгодженості є завищеною.

За рівнянням (3.23) можна визначити границі, в яких буде знаходитися невідома функція розподілення $F(x)$, за допомогою відомої з дослідів функції $F^*(x)$. Записавши рівняння (3.23) у вигляді нерівності

$$P = \text{Вер}[F^*(x) - \lambda_n / \sqrt{n} < F(x) < F^*(x) + \lambda_n / \sqrt{n}], \quad (3.24)$$

з якої визначимо верхню та нижню границі:

$$F_B(x) = F^*(x) + \lambda_n / \sqrt{n}; \quad (3.25)$$

$$F_H(x) = F^*(x) - \lambda_n / \sqrt{n}. \quad (3.26)$$

Зазначимо, що завжди $F_B(x) < 1$, а $F_H(x) > 0$, тобто в тому випадку, коли за рівняннями (3.25) і (3.26) отримуємо значення більше 1 або менше 0, приймають відповідно границі 1 та 0.

3.4. Методи оцінки розподілень

Метод максимуму правдоподібності. Він є одним з найбільш загальних методів оцінки характеристик випадкових величин. Його використову-

ють тоді, коли за результатами експерименту можна попередньо вибрати функцію розподілу, а параметри розподілу невідомі. Метод дозволяє отримати обґрунтовані, незміщені і ефективні оцінки параметрів розподілу.

Суть методу така. Нехай задана безперервна випадкова величина X з щільністю розподілення $f(x, \theta)$ і вибіркою $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, як результат незалежних випробувань. Визначимо умовну щільність ймовірності вибірки x_1, x_2, \dots, x_n при фіксованому значенні параметра θ_x , який оцінюється параметрами розподілення (m_x, σ_x і ін.). Для цього запишемо функцію правдоподібності:

$$L(x_1, x_2, \dots, x_n, \theta) = f(x_1, \theta_x) f(x_2, \theta_x) \dots f(x_n, \theta_x). \quad (3.27)$$

Оскільки значення x_1, x_2, \dots, x_n та вид щільності ймовірностей $f(x, \theta)$ відомі, то функція правдоподібності залежить тільки від θ . Як максимум правдоподібності θ_x^* параметра θ_x вибираємо таке значення θ_x , при якому функція правдоподібності (3.27) набуває максимального значення. Інакше, знаходимо таке значення θ_x , при якому ймовірності отримання значення x_1, x_2, \dots, x_n , що мають місце при випробуваннях, максимальна. Максимум функції правдоподібності:

$$\partial L(x, \theta) / \partial \theta_x = 0. \quad (3.28)$$

Якщо θ_x – вектор, то отримуємо систему рівнянь. Зазвичай використовують логарифмічну функцію правдоподібності $\partial \ln L(x, \theta)$, яку підставляють в рівняння (3.28) та шукають розв'язок.

У випадку, коли випадкова величина X дискретна і може набувати значення z_1, z_2, \dots, z_n , а $m_1^*, m_2^*, \dots, m_n^*$ – частоти цих значень у вибірці, причому

му $\sum_i^n m_i^* = n$ та $\text{Вер}(X = z_i) = P_i(\theta)$, функція правдоподібності:

$$L(m_1^*, m_2^*, \dots, m_n^*, \theta) = P_1(\theta_x) P_2(\theta_x) \dots P_n(\theta_x). \quad (3.29)$$

Як приклад визначимо параметри нормального розподілення, яке описує усі випадкові величини, на які впливає велика кількість рівнозначних факторів. Функція нормального розподілу:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{(x - m_x)^2}{2\sigma_x^2} \right\}. \quad (3.30)$$

Параметрами нормального розподілення є математичне очікування m_x та середнє квадратичне відхилення σ_x вибірки (x_1, x_2, \dots, x_n) .

Відповідно до (3.27) і (3.30) функція правдоподібності нормального розподілу:

$$L(x_1, x_2, \dots, x_n, \sigma_x^2) = \prod_{i=1}^n \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x_i - m_x)^2}{2\sigma_x^2}} = \left(\frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} \right)^n e^{-\frac{1}{2\sigma_x^2} \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^2}$$

$$\text{або } \ln L = -\frac{n}{2} \ln 2\pi - \frac{n}{2} \ln \sigma_x^2 - \frac{n}{2\sigma_x^2} \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^2.$$

Рівняння правдоподібності мають вигляд:

$$\frac{1}{\sigma_x^2} \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^2 = 0; \quad -\frac{n}{2\sigma_x^2} + \frac{1}{2\sigma_x^2} \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^2 = 0.$$

Після розв'язку останнього рівняння отримуємо оцінки розподілення:

$$m_x^* = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i; \quad (3.31)$$

$$\sigma_x^{*2} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^2. \quad (3.32)$$

Оцінка (3.32) зміщена. Незміщена оцінка дисперсії визначається за формулою

$$\sigma_x^{*2} = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^2. \quad (3.33)$$

Оцінка (3.31) як сума нормально розподілених випадкових вибірових значень x_i має нормальне розподілення з математичним очікуванням m_x та дисперсією $\sigma^2 = \sigma_x^2 / \sqrt{n}$, якщо відомо значення σ_x . З функції правдоподібності випливає, що при заданому значенні σ_x функція правдоподібності максимальна, якщо мінімальна сума $\sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^2$. Це є основною частиною окремого випадку методу правдоподібності – методу найменших квадратів.

Метод довірчих інтервалів. Він дозволяє визначити границі, в яких з достатньо високою ймовірністю знаходяться невідомі статистичні характеристики вибірки з генеральної сукупності.

Нехай за результатами випробувань отримана незміщена оцінка m_x^*

параметра x . Довірча оцінка може бути подана у вигляді $|x - m_x^*| < \varepsilon$. Довірчий інтервал $J_\gamma(m_x^* - \varepsilon, m_x^* + \varepsilon)$ визначає область можливих значень m_x для цього параметра, рис. 3.3. Потрапляння параметра в цю область гарантується заданою ймовірністю

$$\text{Вер} \left[|x - m_x^*| < \varepsilon \right] = \gamma,$$

де ε – наперед задана позитивна величина, визначена з довірчою ймовірністю γ .

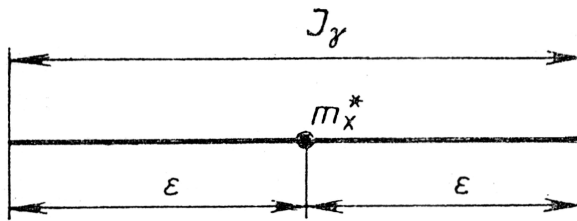


Рис. 3.3. Довірчий інтервал

При використанні методу довірчих інтервалів може бути два випадки: точність вимірювань (яка визначається m_x) відома, тобто σ_x задана; точність вимірювань невідома. В першому випадку довірчу оцінку математичного очікування можна подати через функцію Лапласа, прийнявши, що похибка вимірювань описується нормальним законом розподілення. Тоді, маючи на увазі, що $\text{Вер} \left[|x - m_x^*| < \varepsilon \right] = \gamma = \Phi \left(\frac{\varepsilon}{\sigma_m \sqrt{2}} \right)$, отримаємо

$$\varepsilon = \sqrt{2} \Phi^{-1}(\gamma) \sigma_x / \sqrt{n},$$

де $\sigma_m = \sigma_x / \sqrt{n}$ – середнє квадратичне відхилення оцінки m_x^* .

Позначимо $u_\gamma = \sqrt{2} \Phi^{-1}(\gamma)$ – зворотна функція Лапласа або квантиль нормального розподілення. Довірча ймовірність для математичного очікування

$$|x - m_x^*| \leq u_\gamma \sigma_x / \sqrt{n}. \quad (3.34)$$

Значення квантилів нормального розподілення наведені в додатку Б.

Граничні значення величин m_x при заданій довірчій ймовірності γ визначаються із співвідношення

$$m_x^* - u_\gamma \sigma_x / \sqrt{n} < m_x < m_x^* + u_\gamma \sigma_x / \sqrt{n}. \quad (3.35)$$

Коли точність вимірювань невідома, довірчу оцінку невідомого параметра можна отримати, використовуючи розподілення Стюдента. Аргументом цього розподілення є випадкова величина $(m_x^* - m_x) \sqrt{n+1} / \sigma_x^*$, а щільність ймовірностей утворюється відношенням нормальної щільності до χ^2 -щільності. Розподілення Стюдента при $n \rightarrow \infty$ сходиться до нормального. При невідомому значенні σ_x^* двосторонній довірчий інтервал оцінки m_x^* з довірчою ймовірністю γ можна подати нерівністю

$$m_x^* - t_{\gamma, k} \sigma_x^* / \sqrt{n} < m_x < m_x^* + t_{\gamma, k} \sigma_x^* / \sqrt{n}, \quad (3.36)$$

де $t_{\gamma, k}$ – квантиль розподілення Стюдента, табл. 3.3; $k = n - 1$ – кількість степенів вільності; $\sigma_x^* = \sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - m_x)^2 / n - 1}$ – емпірична оцінка середньої квадратичної похибки.

Оцінка ймовірності безвідмовної роботи приводу є часним випадком довірчої оцінки математичного очікування. Причому випадкова величина може набувати значення $x = 1$, якщо подія відбулася або $x = 0$, якщо подія не відбулася. Якщо математичне очікування величини x дорівнює P , а дисперсія дорівнює Pq , де $q = 1 - p$, то за результатами n незалежних випробувань розраховують частоту появи подій P^* та дисперсію σ_P^* :

$$P^* = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n P_i; \quad \sigma_P^* = \sqrt{P^*(1 - q^*) / n}.$$

Тоді довірна оцінка визначається з умови

$$P^* - t_{\gamma, k} \sigma_P^* < P < P^* + t_{\gamma, k} \sigma_P^*. \quad (3.37)$$

Значення довірчої ймовірності γ у загальному випадку приймають довільним з урахуванням складності та умов функціонування приводу. Для приводів, вихід яких з ладу не приводить до тяжких наслідків, приймають $\gamma = 0,8 \dots 0,9$. Для приводів, які виконують відповідальні функції, $\gamma = 0,9 \dots 0,99$.

Для біноміального розподілення, що визначає появу події в кожному з n незалежних випробувань, яке закінчується появою або не появою відмови, ймовірність отримання в n випробуваннях рівно m відмов, чи ймовірність успіху в одному випробуванні P визначається за формулою [39]

$$\text{Вер}(m^* = m) = \frac{n!}{(n-m)!m!} P^{n-m} (1-P)^m, \quad (3.38)$$

де m – випадкова кількість відмов, що спостерігаються в n випробуваннях.

Таблиця 3.3 – Квантиль розподілення Стьюдента, $t_{\gamma, k}$

k	γ				k	γ			
	0,80	0,9	0,95	0,99		0,80	0,9	0,95	0,99
1	3,087	6,314	12,706	63,657	12	1,356	1,783	2,170	3,055
2	1,866	2,920	4,303	9,965	14	1,345	1,761	2,145	2,977
3	1,638	2,353	3,181	5,841	16	1,337	1,746	2,120	2,921
4	1,533	2,132	2,766	4,604	18	1,330	1,734	2,101	2,878
5	1,476	2,015	2,571	4,032	20	1,325	1,725	2,086	2,845
6	1,440	1,943	2,447	3,707	25	1,316	1,708	2,060	2,787
7	1,415	1,895	2,365	3,499	30	1,310	1,697	2,042	2,750
8	1,397	1,860	2,306	3,355	60	1,296	1,671	2,000	2,660
9	1,393	1,833	2,262	3,250	70	1,282	1,645	1,960	2,576
10	1,372	1,812	2,228	3,169					

Для розподілення (3.38) нижня довірча границя безвідмовної роботи P_n оцінки P з довірчою ймовірністю γ

$$\sum_{i=1}^m \frac{n!}{(n-m)!m!} P^m (1-P)^{n-m} = \gamma. \quad (3.39)$$

За рівнянням (3.39) розраховані $P = P_n$ біноміального розподілення відмов залежно від кількості відмов m та випробувань n при довірчій ймовірності $\gamma = 0,9$, табл. 3.4.

При біноміальному плані випробувань відмови можуть і не спостерігатися, в цьому випадку нижню довірчу границю оцінки ймовірності безвідмовної роботи можна розрахувати таким чином. Оскільки, для одного випробування ймовірність успіху P , то для n випробувань отримати підряд успішний результат можна з ймовірністю P^n . Якщо $P \leq 1$, то ймовірність неотримання відмов при n випробуваннях, які проводяться одне за одним, дуже мала ($1 - \gamma \leq 0$). Тому можна записати:

$$P_n^n = 1 - \gamma \quad \text{або} \quad P_n = \sqrt[n]{1 - \gamma}. \quad (3.40)$$

Для підтвердження нижньої довірчої границі P_n ймовірності безвідмовної роботи з довірчою ймовірністю γ необхідно відповідно до рівняння

(3.40) провести випробування в кількості

$$n_{\text{тр}} = \lg(1 - \gamma) / \lg P_{\text{н}} . \quad (3.41)$$

Таблиця 3.4 – Значення $P_{\text{н}}(n, m, \gamma = 0,9)$

$n - m$	m							
	1	2	3	4	5	6	7	8
1	0,025	0,017	0,013	0,010	0,009	0,007	0,006	0,005
2	0,135	0,098	0,076	0,063	0,053	0,046	0,041	0,037
4	0,343	0,271	0,225	0,193	0,169	0,150	0,135	0,123
6	0,479	0,400	0,345	0,304	0,271	0,245	0,244	0,206
7	0,571	0,493	0,436	0,391	0,355	0,325	0,300	0,279
10	0,636	0,562	0,505	0,460	0,423	0,391	0,364	0,341
15	0,736	0,674	0,623	0,581	0,544	0,512	0,484	0,460
20	0,793	0,741	0,696	0,658	0,625	0,594	0,568	0,543
25	0,883	0,782	0,742	0,715	0,681	0,653	0,625	0,611
30	0,856	0,816	0,782	0,751	0,723	0,697	0,674	0,652
35	0,874	0,839	0,792	0,755	0,734	0,710	0,700	0,689
40	0,889	0,857	0,829	0,8,04	0,780	0,758	0,739	0,719
45	0,901	0,872	0,846	0,822	0,801	0,781	0,762	0,744
50	0,910	0,883	0,860	0,838	0,818	0,799	0,789	0,764
60	0,925	0,902	0,882	0,863	0,845	0,828	0,813	0,798

Для довірчої ймовірності $\gamma = 0,9$ рівняння (3.41) набуде вигляду

$$n_{\text{тр}} = -1 / \ln P_{\text{н}} . \quad (3.42)$$

Для $\gamma = 0,9$ необхідна кількість випробувань для підтвердження $P_{\text{н}}$ становить:

$P_{\text{н}}$	0,8	0,85	0,9	0,95	0,99	0,999
$n_{\text{тр}}$	11	22	25	45	230	2300

З наведених даних видати, що зі збільшенням надійності приводів кількість випробувань, необхідна для її підтвердження, збільшується за гіперболічним законом.

3.5. Наближене визначення законів розподілень

Наведені методи оцінки параметрів розподілень θ_x ґрунтуються на тому, що відомий вид початкового закону розподілення $F(X)$ випадкової величини.

ни X за вибіркою x_1, x_2, \dots, x_n . На практиці частіше за все розподілення $F(X)$ невідоме, його приймають та перевіряють на відповідність істинному. Універсальних методів перевірки не існує, тому в інженерній практиці використовують графічні.

Суть графічних методів полягає у такому. Для будь-якого розподілення $F(X)$, яке містить не більше двох параметрів, підбирають таку перебудову координат $y = \phi(F)$ і $z = \phi(X)$, при якій графік функції $y(z)$, що залежить від виду розподілення $F(X)$, перетворюється в пряму лінію. Отримана пряма лінія є теоретичним розподіленням. Якщо на цей графік нанести точки емпіричного розподілення і вони співпадуть з прямою лінією або будуть групуватися біля неї, то слід вважати, що закон розподілення вибрано правильно.

Розглянемо перетворення координат для нормального і експоненціального законів розподілення.

Функція нормального закону розподілення залежить від двох параметрів m_x і σ_x . Замість початкової системи координат $F(X)$ підбираємо нову

$$y = (X - m_x)/\sigma_x \text{ і } z = X.$$

Величина y є квантилем u_γ нормального розподілення з $m_x = 0$ та $\sigma_x = 1$. Інакше $(X - m_x)/\sigma_x = u_\gamma$ або $u_\gamma = X/\sigma_x - m_x/\sigma_x$.

Отже, квантиль нормального розподілення лінійно залежить від аргументу, рис. 3.4, *а*. Відстань від початку координат до точки перетину прямої $u_\gamma(x)$ з віссю X дорівнює математичному очікуванню m_x , а нахил прямої $\tan \varphi = 1/\sigma_x$.

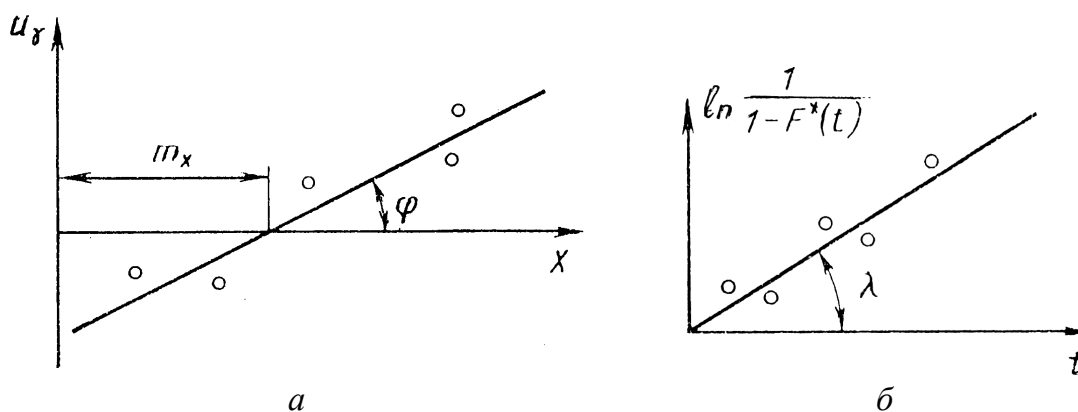


Рис. 3.4. Графічна перевірка законів розподілення: *а* – нормального; *б* – експоненціального

Квантиль безпосередньо пов'язаний з функцією розподілення $F(x) = \Phi(X - m_x)/\sigma_x$. Таким чином, якщо за даними випробувань x_1, x_2, \dots, x_n знайти експериментальні точки $(u_{\gamma i}, x_i)$ та нанести їх на площину u_γ, X , то при нормальному розподіленні вони повинні розміститися біля прямої.

Характеристики розподілень m_x^* і σ_x^* знаходять за формулами (3.31) та (3.32). Для великих n їх можна визначити, використовуючи інтервали h :

$$m_x^* = \sum_{i=1}^h (x_i - h/2) n_i / n ; \quad (3.43)$$

$$\sigma_x^{*2} = \sum_{i=1}^h [(x_i - h/2) - m_x^*]^2 n_i / n . \quad (3.44)$$

Для експоненціального закону розподілення функція розподілення

$$F(X) = 1 - e^{-\lambda t} . \quad (3.45)$$

Для графічного подання введемо нові координати. Після логарифмування рівняння (4.28) отримали

$$\ln \frac{1}{1 - F(x)} = -\lambda t ; \quad y = \ln \frac{1}{1 - F(x)} . \quad (3.46)$$

Рівняння (3.46) є рівнянням прямої, що проходить через початок координат з кутом нахилу λ , рис. 3.4, б. Оцінку параметра λ можна знайти за експериментальними точками $y_i = \ln \frac{1}{1 - F_i^*(x)}$ методом найменших квадратів:

$$\lambda^* = \sum_{i=1}^n t_i \ln \frac{1}{1 - F_i^*(x)} / \sum_{i=1}^n t_i^2 . \quad (3.47)$$

3.6. Оцінка кореляційних моментів та коефіцієнтів регресії

При випробуваннях приводів отримують сукупність, яка містить ряд відповідних одна одній значень двох і більшої кількості випадкових величин. Це має місце, наприклад, при проведенні експериментів для виявлення ступеня впливу різних факторів на характеристики приводу та подання результатів експерименту регресивним рівнянням вигляду

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i .$$

При цьому між випадковими величинами y та x може бути неоднозначна функціональна залежність, а складний стохастичний зв'язок, який проявляється в тому, що зміна однієї випадкової величини приводить до зміни закону розподілення іншої випадкової величини.

Найбільш простий та важливий для практики випадок стохастичного зв'язку

– кореляційна залежність, яка характеризується кореляційним моментом:

$$K_{yx} = M[(x - m_x)(y - m_y)]. \quad (3.48)$$

За даними сукупності випробувань кореляційний момент

$$K_{yx} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - m_x)(y_i - m_y). \quad (3.49)$$

При оцінюванні ступеня кореляційного зв'язку зручно розглядати не сам момент зв'язку, а безрозмірне співвідношення:

$$\rho_{yx} = K_{yx} / (\sigma_y \sigma_x), \quad (3.50)$$

яке називають коефіцієнтом кореляції випадкової величини.

Коефіцієнт кореляції $-1 < \rho < 1$. Якщо $\rho_{yx} = 0$, то залежності між x і y не існує, якщо $\rho_{yx} = 1$, залежність між x і y прямо пропорційна. Коли зв'язок між випадковими функціями та випадковими аргументами описується аналітичними залежностями, наприклад:

$$x = \varphi_1(t_1, t_2, \dots, t_{N_1}, z_1, z_2, \dots, z_k);$$

$$y = \varphi_2(t_1, t_2, \dots, t_{N_2}, l_1, l_2, \dots, l_c),$$

де $N_1 \leq N_2$, причому N_1 аргументів t – спільні; k, c – кількість аргументів, які мають вигляд z, l , та незалежні.

Коефіцієнт кореляції між x і y визначається за залежністю [39]

$$\rho_{yx} = \frac{1}{\sigma_y \sigma_x} (b_{11} b_{21} \sigma_1^2 + b_{12} b_{22} \sigma_2^2 + \dots + b_{1N_1} b_{2N_1} \sigma_{N_1}^2), \quad (3.51)$$

де σ_x і σ_y – середнє квадратичне відхилення випадкових величин x і y ;

$$b_{1i} = (\partial x / \partial t_i)_{t_i = m_{t_i}}; \quad b_{2i} = (\partial y / \partial t_i)_{t_i = m_{t_i}}.$$

На підставі рівнянь (3.51) для системи випадкових величин кореляційна матриця має вигляд [39]

$$\left| K_{x_i x_j} \right| = \begin{vmatrix} K_{x_1 x_1} & K_{x_1 x_2} & \dots & K_{x_1 x_n} \\ K_{x_2 x_1} & K_{x_2 x_2} & \dots & K_{x_2 x_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ K_{x_n x_1} & K_{x_n x_2} & \dots & K_{x_n x_n} \end{vmatrix}, \quad (3.52)$$

де i та j – дискретні аргументи, які послідовно набувають значення $1, 2, 3, \dots, n$.

Кореляційна матриця симетрична відносно головної діагоналі, тобто $K_{x_i x_j} = K_{x_j x_i}$. По головній діагоналі кореляційної матриці розташовані дисперсії кожної із випадкових величин. Дійсно

$$K_{x_i x_i} = \frac{1}{n-1} \sum_1^n (x_i - m_x)^2 = D_x.$$

Таким чином, в матриці для коефіцієнтів кореляції:

$$\rho_{x_i x_i} = \frac{K_{x_i x_i}}{\sigma_{x_i} \sigma_{x_i}} = \frac{\sigma_{x_i} \sigma_{x_i}}{\sigma_{x_i} \sigma_{x_i}} = 1.$$

Зв'язок між середніми значеннями вихідних та вхідних параметрів можна описати лінійними рівняннями регресії:

$$\begin{aligned} y - m_y &= (\mu / \sigma_x^2)(x - m_x); \\ x - m_x &= (\mu / \sigma_y^2)(y - m_y), \end{aligned} \quad (3.53)$$

$$\text{де } m_y = \frac{1}{n} \sum_1^n y_i; \quad m_x = \frac{1}{n} \sum_1^n x_i; \quad \sigma_x^2 = \frac{1}{n-1} \sum_1^n (x_i - m_x)^2; \quad \sigma_y^2 = \frac{1}{n-1} \sum_1^n (y_i - m_y)^2;$$

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_1^n x_i y_i - m_x m_y.$$

Величина $\mu / \sigma = b$ називається коефіцієнтом регресії. Він виражається через коефіцієнт кореляції таким чином:

$$b_{yx} = \rho_{yx} \sigma_y / \sigma_x; \quad b_{xy} = \rho_{yx} \sigma_x / \sigma_y.$$

За емпіричними даними коефіцієнт регресії розраховують за формулою [39]

$$b_{yx} = \frac{\sqrt{n \sum_1^n y_i^2 - \left(\sum_1^n y_i \right)^2}}{\sqrt{n \sum_1^n x_i^2 - \left(\sum_1^n x_i \right)^2}}. \quad (3.54)$$

Запитання для самоконтролю

1. Дайте визначення ймовірності безвідмовної роботи приводу.
2. Із якої залежності визначається ймовірність безвідмовної роботи невідновного приводу?
3. Що називають інтенсивністю відмов?
4. Перелічіть показники надійності невідновних приводів.
5. Що називають середнім напрацюванням до відмови?
6. Які показники характеризують надійність відновних приводів?
7. Що називають ймовірністю безвідмовної роботи відновного приводу?
8. Дайте визначення довговічності, строку служби, ресурсу, призначеному ресурсу.
9. Що називають міжремонтним ресурсом, гама-процентним ресурсом, коефіцієнтом готовності?
10. Які існують джерела інформації для оцінки надійності приводу?
11. Для чого служить критерій Стюдента?
12. У яких випадках застосовують критерії Пірсона і Колмогорова?
13. У чому полягає сутність методу максимуму правдоподібності?
14. У чому полягає сутність методу довірчих інтервалів?
15. Яким чином визначити закон розподілень?
16. Як провести оцінку кореляційних моментів та коефіцієнтів регресії?

РОЗДІЛ 4

ВИЗНАЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПРИВОДУ НА ЕТАПІ ПРОЕКТУВАННЯ

4.1. Загальні задачі розрахунку показників і контролю надійності

У процесі життєвого циклу привод проходить етапи проектування, виробництва та експлуатації. Етап проектування є визначальним у забезпеченні надійності. Основні завдання дослідження та розрахунку надійності на цьому етапі можна поділити на три групи.

1. Обґрунтування вимог до надійності основних елементів приводу (нормування надійності). Вирішення цього завдання відбувається на початковій стадії проектування і передбачає попередню проробку структури приводу та обґрунтування принципів проектування.

2. Забезпечення надійності приводу та його елементів. На цьому етапі проводять дослідження та кількісну оцінку ефективності можливих способів забезпечення надійності, вибір основних проектних характеристик, статистичних запасів міцності та інших показників, роблять порівняльний аналіз варіантів і вибір оптимальних конструктивних рішень.

3. Контрольні розрахунки надійності приводу за проектною документацією.

Надійність приводу значною мірою забезпечується на етапі його виробництва. В процесі виробництва мають місце об'єктивні та суб'єктивні фактори, які разом можуть знизити надійність приводу. Ці фактори можна поділити на дві групи.

А. Фактори, які приводять до грубих порушень технологічного процесу, похибок виготовлення, монтажу, а також виявлення прихованих дефектів, що призводять до втрати працездатності. Зазначимо, що фактори цієї групи виявити порівняно легко.

Б. Фактори, які приводять до непередбачуваних часткових змін початкових властивостей елементів і матеріалів, що знижують надійність. Фактори цієї групи проявляються в процесі експлуатації. Їх виявлення пов'язане з втратою ресурсу та навіть з руйнуванням виробів, які контролюються.

Проведення суцільного контролю для виявлення факторів групи А та особливо групи Б потребує великих коштів. Тому на практиці використовують вибіркового контролю, який проводять для деякої випадкової вибірки з партії виробів. За результатами контролю вибірки приймають рішення про прийняття усієї партії виробів. Природно, що через випадковість вибірки можливі похибки при оцінюванні усієї партії виробів за вибірковими характеристиками. Ці похибки підрозділяються на дві категорії. Похибки першої категорії – надійна партія, що досліджується, оцінюється за результатами вибірки як ненадійна. Ймовірність такої похибки α – ймовірність, що забракована партія виробів справна, – називається ризиком постачальника.

Ймовірність другої категорії – ненадійна партія, що досліджується, оцінюється за результатами вибірки як надійна. Ймовірність такої похибки β – ймовірність пропуску ненадійної партії виробів, – називається ризиком споживача.

Потрібний такий контроль, при якому α і β були мінімальні. Зазвичай приймають $\alpha = \beta = 0,05 \dots 0,1$. Ці похибки вводять в оперативну функцію контролю $\Pi(q)$, яка дорівнює ймовірності прийняття партії виробів, що містить частку дефектних виробів $q = n/N$, де n – кількість дефектних виробів у партії з N виробів.

При заданих α і β виготовлення виробів здійснюється таким чином, щоб оперативна функція контролю знаходилися в межах $\Pi(q_1) < \Pi(q) < \Pi(q_2)$.

На етапі експлуатації приводу практично виявляється досягнутий рівень надійності. Через вплив на привід різних факторів збурення його надійність змінюється. Коли надійність стає мінімальною P_{\min} , експлуатація приводу припиняється, і він підлягає ремонту. В результаті ремонту і заміни елементів, що вийшли із ладу, ймовірність безвідмовної роботи приводу підвищується до P_1 , однак із-за спрацювання ресурсу інших елементів новий рівень P буде нижчим від початкового P_0 , тобто $P_{\min} < P_1 < P_0$. Під час експлуатації приводу контролюють рівень P в момент часу t та підтримують його протягом всього часу експлуатації шляхом відповідного технічного обслуговування.

Для кількісної оцінки надійності приводів широкого розповсюдження набули два методи: метод неперевищень і метод структурних схем. Метод неперевищень використовують, коли треба визначити надійність по відношенню до поступових відмов та надійність щодо міцності конструкції. Метод структурних схем використовують по відношенню до раптових відмов гідроприводів.

4.2. Загальні рівняння надійності приводу

Оскільки привід є складною системою взаємопов'язаних вузлів, агрегатів та інших систем, то для аналізу надійності така складна система розподіляється на елементи. Привід характеризується структурою та функціями. Структура приводу – це сукупність елементів і взаємозв'язки між ними, функція – сукупність всіх можливих його дій. Спочатку розглядаються характеристики елементів, а потім оцінюється працездатність всієї системи.

Параметри елементів по-різному впливають на надійність приводу. Можна виділити три основних види цих параметрів. Перша група параметрів – це параметри, які впливають на працездатність тільки самого елемента. Друга група параметрів бере участь у формуванні вихідних параметрів всієї системи (їх зміни повинні враховуватись у сукупності зі змінами параметрів аналогічних елементів). Третя група параметрів впливає на працездатність інших елементів.

Методи аналізу надійності формують залежно від того елементи якої групи переважають. Система, яка містить елементи з параметрами першої групи, є системою з незалежними елементами. Для її надійного функціонування необхідна надійна робота кожного елемента. Для приводів, що містять елементи другої групи, необхідно розглядати систему в цілому та враховувати як участь кожного елемента в формуванні надійності, так і їх взаємний вплив на працездатність.

При аналізі надійності складної системи всі її елементи доцільно поділити на три групи.

1. Елементи, працездатність яких практично не впливає на працездатність системи, наприклад, корпус приводу.

2. Елементи, працездатність яких на певний проміжок часу практично

не змінюється (корпус деталі, гідростатичні підшипники, мало навантажені елементи з великим запасом міцності).

3. Елементи, відмови яких ведуть до відмови приводу.

Аналізувати треба тільки елементи третьої групи. В складних системах безвідмовність роботи елементів є необхідною, але недостатньою умовою надійності усієї системи. Це пояснюється тим, що в складних системах велику роль відіграє взаємозв'язок елементів. Працездатні елементи можуть впливати на інші елементи та вивести їх із ладу. Наприклад, частки зношування насоса, який знаходиться у непрацездатному стані, можуть привести до заклинювання прецизійних пар і відмови всього приводу. Таким чином, при аналізі надійності приводу як складної системи необхідно враховувати взаємозв'язок елементів.

Модель надійності приводу повинна установлювати функціональний зв'язок між показниками його складових частин і взаємозв'язок їх з виробничо-експлуатаційними факторами. У загальному вигляді ймовірність безвідмовної роботи приводу має вигляд

$$P(t) = P[F(P_i, t_i, N)U(\delta_i, T_i, N)],$$

де $F(\cdot)$ – функціональне подання структури приводу і взаємозв'язку його частин у будь-який момент функціонування t_i ; P_i – ймовірність безвідмовної роботи i -го елемента приводу; N – кількість елементів приводу; $U(\cdot)$ – оператор, що визначає ступінь впливу на показники надійності факторів збурення; δ_i , і T_i – обсяг і регламент технічного обслуговування i -го елемента в процесі експлуатації.

Оскільки привід складається з функціонально залежних та взаємозв'язаних елементів, у процесі його функціонування між ними є статистичний зв'язок. Нехай кількість елементів приводу N та для кожного елемента апіорі відомі показники надійності, наприклад ймовірність безвідмовної роботи P_i . Будь-який елемент може знаходитися в одному з двох станів: A – справному і \bar{A} – несправному. Ймовірність того, що в цьому випадку, разом відбудуться N подій A (усі елементи приводу знаходяться в справному стані), визначається залежністю

$$P = P(\cap A) = 1 - P(\cup \bar{A}).$$

Між подіями A і \bar{A} (ймовірностями безвідмовної роботи елементів i та

j) є кореляційний зв'язок, який визначається коефіцієнтом кореляції [39]

$$\rho_{A_i A_j} = \frac{P(A_i \cap A_j) - P(A_i)P(A_j)}{\sqrt{P(A_i)P(A_j)[1 - P(A_i)][1 - P(A_j)]}}, \quad (4.1)$$

де $P(A_i \cap A_j)$ – ймовірність появи одночасно подій A_i і A_j ; $P(A_i)$ – ймовірність появи події A_i .

Введемо таку функцію $y = y(\rho_{A_i A_j})$ коефіцієнти кореляції між подіями A_i і A_j , яка для всіх $\rho_{A_i A_j} = 0$ (елементи приводу незалежні) обертається в нуль, а при $\rho_{A_i A_j} = 1$ (елементи приводу статистично залежні) – в одиницю. Ймовірність $P(\cap A_i)$ є функцією вектора (A_1, A_2, \dots, A_N) та матриці $|\rho_{A_i A_j}|$.

Якщо припустити, що $\frac{\partial P(\cap A_i)}{\partial y}$ існує, $P(\cap A_i)$ можна виразити у вигляді від функції $y = y(\rho_{A_i A_j})$ [39]:

$$P(\cap A_i) = \prod_1^N P(A_i) + \int_0^y \frac{\partial P(\cap A_i)}{\partial y} dy. \quad (4.2)$$

Зі співвідношення (4.2) отримали

$$\begin{aligned} \int_0^1 \frac{\partial P(\cap A_i)}{\partial y} dy &= P_{\min} - \prod_1^N P(A_i) = B; \\ \int_0^N \frac{\partial P(\cap A_i)}{\partial y} dy &= B - \int_0^1 \frac{\partial P(\cap A_i)}{\partial y} dy = BK_N, \end{aligned} \quad (4.3)$$

де $P_{\min} = P(A_i)$ – мінімальне значення P_i ; $K_N = 1 - \frac{1}{B} \int_0^1 \frac{\partial P(\cap A_i)}{\partial y} dy$.

Коефіцієнт K_N враховує статистичний зв'язок між відмовами елементів

$$K_N = \frac{2}{\pi c} \sum_{i < j} \arcsin \rho_{A_i A_j}. \quad (4.4)$$

Індекси $i < j$ означають, що в K_N входять тільки ті коефіцієнти кореляції, для яких $i < j$, тобто $\rho_{A_1 A_2}$, $\rho_{A_1 A_3}$, $\rho_{A_2 A_3}$, але не можна брати коефіцієнти $\rho_{A_3 A_2}$, $\rho_{A_4 A_1}$. З рівнянь (4.2) і (4.3) отримали ймовірність безвідмовної роботи приводу як системи, що містить N незалежних елементів

$$P = \prod_1^N P_i + \left(P_{\min} - \prod_1^N P_i \right) K_N. \quad (4.5)$$

Залежно від ступеня статистичного зв'язку між відмовами елементів можливі такі випадки.

1. $\rho_{A_i A_j} = 0$ (статистичний зв'язок відсутній); при цьому $y = 0$, $K_N = 0$ і

$$P = \prod_1^N P_i. \quad (4.6)$$

Таким чином, надійність системи, яка містить N незалежних елементів, дорівнює добутку ймовірностей безвідмовної роботи окремих елементів.

2. $\rho_{A_i A_j} = 1$ (усі елементи статистично залежні) $y = 1$, $K_N = 1$ і

$$P = P_{\min}. \quad (4.7)$$

Якщо елементи приводу статистично залежні, то ймовірність безвідмовної роботи системи визначається ймовірністю безвідмовної роботи найменш надійного елемента (модель “слабкого” ланцюга).

4.3. Метод не перевищень або “здатність витривалості – навантаження”

Умови справного функціонування приводу часто формулюють у вигляді співвідношень, які відображають вимоги неперевищенням деякої функції її допустимих значень. Надійність приводу визначається співвідношенням допустимих значень u_d і можливих значень y вихідних параметрів.

Працездатність характеризується сталою областю граничних станів, вихід за межі якої кваліфікується як відмова, тобто $y < u_d$. У загальному випадку межі працездатності є випадковими. Основною труднощі встановлення допустимого параметра u_d є те, що зазвичай допустимі значення меж зміни вихідних параметрів призначають для базових машин, на яких встановлено привід, а для аналізу надійності нового приводу необхідно знати межі зміни його параметрів. Крім того, між вихідними параметрами і ступенем пошкодження може існувати функціональний зв'язок, що відображає принцип дії та призначення приводу. Лінійний закон зміни ступеня пошкодження

може привести до нелінійних часових змін вихідного параметра, оскільки процес пошкодження пов'язаний з фізичними явищами, які відбуваються в матеріалах, а зміна вихідного параметра відображає мікропроцес, що відбувається у всій системі. У зв'язку з цим, незважаючи на те, що граничне значення вихідного параметра у загальному випадку величина не випадкова, при аналізі надійності її розглядають як випадкову з відповідними статистичними характеристиками. Граничним станом приводу назовемо такий його стан, коли діюче навантаження буде дорівнювати здатності витривалості. Якщо позначити: R – навантаження, S – здатність витривалості, то умова неперевикнення (безвідмовний стан) буде записана у вигляді $R < S$.

Здатність витривалості і навантаження через сукупний вплив різної природи факторів збурення є випадковими величинами або функціями, які мають нормальний закон розподілення з щільністю ймовірності

$$\begin{aligned} f(R) &= \frac{1}{\sigma_R \sqrt{2\pi}} \exp\left[-(R - m_R)^2 / (2\sigma_R^2)\right]; \\ f(S) &= \frac{1}{\sigma_S \sqrt{2\pi}} \exp\left[-(S - m_S)^2 / (2\sigma_S^2)\right], \end{aligned} \quad (4.8)$$

де m_R і m_S – математичне очікування навантаження і здатності витривалості відповідно; σ_R і σ_S – середньоквадратичне відхилення навантаження і здатності витривалості відповідно.

Навантаження і здатність витривалості треба вибирати за однаковими фізичними параметрами: деформації, напруження, витрати, тиск, потужність тощо.

Розглянемо спочатку один граничний стан. Параметром стану приймаємо різницю між здатністю витривалості і навантаженням $Z = S - R$. Криві розподілення здатності витривалості і навантаження, рис. 4.1, можуть перетинатися, тобто є зона, де прикладене навантаження перевищує здатність витривалості.

Криві лінії розподілень здатності витривалості і навантаження можуть перехрещуватись, тобто з'являються зони, де прикладені навантаження перевищують здатність витривалості. Оскільки $f(S)$ і $f(R)$ мають нормальне розподілення, то окремі реалізації запасу працездатності можуть відрізнятися як за величиною, так і за знаком.

Значення Z здійснюються через композиції нормальних розподілень, при яких отримуємо нормальний закон розподілення з математичним очікуванням $m_Z = m_S - m_R$ та середньоквадратичним відхиленням $\sigma_Z = \sqrt{\sigma_S^2 - \sigma_R^2 + 2\rho_{SR}\sigma_S\sigma_R}$. Щільність розподілення величини Z визначається

$$f(Z) = \frac{1}{\sigma_Z \sqrt{2\pi}} \exp\left[-(Z - m_Z)^2 / (2\sigma_Z^2)\right].$$

Заштрихована площа під кривою $f(Z)$, рис. 4.1, визначає ймовірність того, що навантаження перевищує здатність витривалості, тобто порушується умова працездатності (відмова).

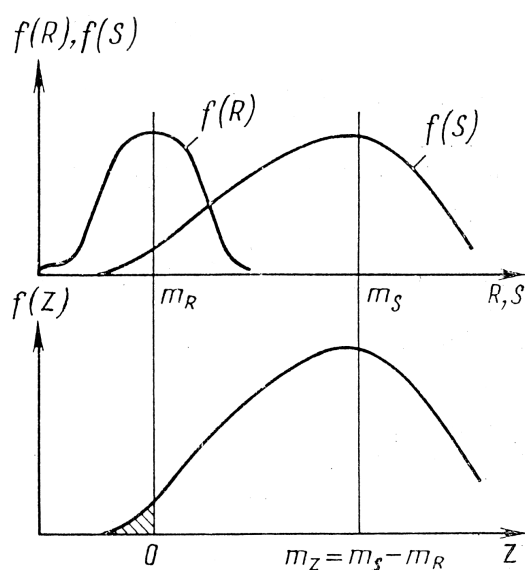


Рис. 4.1. Криві розподілення здатності витривалості і навантаження

Ймовірність, що навантаження не перевищить здатність витривалості, визначається за рівнянням

$$P(Z > 0) = \int_0^{\infty} f(Z) dz = \frac{1}{\sigma_Z \sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} \exp\left[-(Z - m_Z)^2 / (2\sigma_Z^2)\right] dz.$$

Якщо в останньому рівнянні перейдемо до нормальної функції Лапласа, то отримаємо розрахункову залежність:

$$P(Z > 0) = \Phi(m_Z / \sigma_Z), \quad (4.9)$$

де $\Phi(\cdot)$ – функція Лапласа.

Якщо параметр Z має двостороннє обмеження $Z_1 < Z < Z_2$, залежність (4.9) матиме вигляд

$$P(Z_1 < Z < Z_2) = \Phi[(Z_2 - m_Z) / (\sigma_Z)] - \Phi[(Z_1 - m_Z) / (\sigma_Z)].$$

При розрахунку ймовірності безвідмовної роботи елементів зручно користуватись безрозмірними коефіцієнтами: $\eta = m_S/m_R$ – статистичний коефіцієнт запасу працездатності; $v_R = \sigma_R/m_R$ – коефіцієнт варіації навантаження; $v_S = \sigma_S/m_S$ – коефіцієнт варіації здатності витривалості. З урахуванням цих коефіцієнтів рівняння ймовірності безвідмовної роботи запишеться у вигляді

$$P(Z > 0) = \Phi \left(\frac{\eta - 1}{\sqrt{\eta^2 v_S^2 + v_R^2 - 2\rho_{SR}\sigma_R\sigma_S}} \right). \quad (4.10)$$

Практично не завжди можна з достатнім ступенем достовірності визначити статистичні характеристики здатності витривалості і навантаження. У зв'язку з цим ймовірність умови неперевикнення (4.9) має розкид, який для багатьох випадків буває дуже значним. Тому необхідно урахувати цей розкид і отримати такий критерій умови неперевикнення, який буде характеризувати працездатність приводу із потрібним ступенем достовірності. Для цього доцільно використати метод довірчих інтервалів. В результаті отримаємо оцінювальні ймовірності виконання умови неперевикнень

$$P_{н. в} = P^* \pm u_\gamma \sqrt{D(P^*)}, \quad (4.11)$$

де P^* – оцінка ймовірності виконання умови (4.9) неперевикнення; u_γ – квантиль нормального розподілення; $D(P^*)$ – дисперсія оцінки, яка визначається на підставі дисперсії суми кількох незалежних змінних

$$D(P^*) = \sum_1^n \left(\frac{\partial P^*}{\partial x_i} \right)^2 \sigma_{x_i}^2. \quad (4.12)$$

4.4. Статистичний коефіцієнт запасу працездатності

Статистичним коефіцієнтом запасу працездатності називають відношення математичного очікування здатності витривалості до математичного очікування навантаження $\eta = m_S/m_R$.

Коефіцієнт запасу обирається для забезпечення працездатності у випадках виявлення неврахованих при проектуванні приводу факторів. Коли параметри приводу суворо детерміновані, то запас працездатності в ідеаль-

ному випадку дорівнює одиниці. Оскільки навантаження і здатність витривалості насправді є випадковими функціями, то коефіцієнт запасу працездатності повинен бути більше одиниці і зростати зі збільшенням дисперсії змінних. Коефіцієнт запасу працездатності визначається для усіх визначальних параметрів приводу.

Ймовірність виконання умови неперевищення визначається рівнянням (4.10) як відома функція $\Phi(\cdot)$ аргументу η . Рівняння (4.10) відносно заданої ймовірності виконання умови не перевищення має вигляд

$$P_{\text{пот}} = \Phi\left(\frac{\eta - 1}{\sqrt{\eta^2 v_S^2 + v_R^2}}\right)$$

або

$$\eta - 1 / \sqrt{\eta^2 v_S^2 + v_R^2} = \Phi^{-1}(P_{\text{пот}}) = u_\gamma, \quad (4.13)$$

де u_γ – квантиль нормального розподілення, який залежить від ймовірності $P_{\text{пот}}$ (яка задана чи необхідна).

З рівняння (4.13) визначаємо необхідний, такий, що забезпечує задану ймовірність безвідмовної роботи, коефіцієнт запасу

$$\eta_T = \alpha(S) + \sqrt{\alpha^2(S) - \alpha(S)\alpha(R)}, \quad (4.14)$$

де $\alpha(S) = 1 / (1 + v_S^2 u_\gamma^2)$; $\alpha(R) = 1 - 1 + v_R^2 u_\gamma^2$.

Знак “+” перед коренем в рівнянні (4.14) прийнятий тому, що у протилежному випадку $m_R > m_S$ і ймовірність працездатності $P_{\text{пот}} < 0,5$. Значення $v_R < 1/u_\gamma$ визначає область надійності, яку не можна досягнути. Якщо здатність витривалості детермінована ($\sigma_S = 0$, $v_S = 0$), то коефіцієнт запасу міцності за навантаженням визначається тільки варіацією навантаження $\eta = 1 + v_R u_\gamma$.

Коли детерміноване навантаження ($\sigma_R = 0$, $v_R = 0$), $\eta = 1 / (1 - v_S^2 u_\gamma^2)$.

З останнього співвідношення видно, що на коефіцієнт запасу працездатності варіації навантаження впливають більше, ніж варіації здатності витривалості. Задаючи коефіцієнти запасу працездатності, можна визначити необхідні варіації навантаження та здатності витривалості, а отже і характеристики, які забезпечать працездатність.

4.5. Умови працездатності приводу

У загальному випадку відмова приводу є наслідком невиконання певних вимог, які задаються технічними умовами. Всі умови працездатності можна поділити на внутрішні та зовнішні. Перші (витрата, тиск та потужність) забезпечують функціонування приводу, другі – технічні умови, які задані на вихідні параметри (економічність, керованість та надійність). Умову працездатності записують у вигляді $y_i - y_{li} > 0$, $y_{2i} - y_i > 0$. Функцію $\psi(y_i) = y_i - y_{ji} > 0$ називають функцією працездатності.

Для гідравлічного приводу робочих органів машин основними є чотири умови працездатності, що визначають діаграму навантаження, ККД та коефіцієнт швидкодії. Для отримання бажаного закону руху забезпечують дві умови суміщення діаграми навантаження і механічної характеристики приводу:

$$N_p > N \text{ або } \psi(N) = N_p - N > 0;$$

$$v_p > v \text{ або } \psi(v) = v_p - v > 0,$$

де N_p і v_p – наявні потужність і швидкість руху виконавчих механізмів приводу відповідно; N і v – потрібні потужність і швидкість, які обумовлені діаграмою навантаження або задані відповідно.

Для гідроприводу з дросельним керуванням

$$v_p = \frac{G_m}{A_{\pi}} \sqrt{\frac{p_{\text{ж}} - p_{\text{д}}}{2}}; \quad N_p = p_{\text{д}} A_{\pi} v_p,$$

де G_m – провідність дроселів; A_{π} – площа поршня виконавчого двигуна; $p_{\text{ж}}$ і $p_{\text{д}}$ – тиск живлення і тиск у виконавчому двигуні відповідно.

Третьою умовою є робота приводу в оптимальному режимі

$$R \leq 2R_{\pi}/3 \text{ або } \psi(R) = 2R_{\pi}/3 - R > 0,$$

де $R_{\pi} = p_{\pi} A_{\pi}$ – пускове зусилля на виконавчому двигуну; R – навантаження, при якому потужність максимальна.

Четверта умова визначається необхідними динамічними характеристиками (швидкодія, запаси стійкості тощо)

$$\omega_c \geq n \omega_3 \text{ або } \psi(\omega) = \omega_c/n - \omega_3 > 0,$$

де $\omega_c = \sqrt{c_\Sigma(1+b)m}$ – частота спряження; $b = f(k_p + k_b)/A_n^2$; c_Σ і m – сумарна жорсткість приводу і маса його рухомих частин відповідно; k_p , k_b і n – коефіцієнти ковзання, витоків і запасу стійкості; ω_3 – частота зрізу.

Таким чином функціями працездатності приводу є:

$$\begin{aligned}\psi(v) &= v_p - v > 0; & \psi(N) &= N_p - N > 0; \\ \psi(R) &= 2R_n/3 - R > 0; & \psi(\omega) &= \omega_c/n - \omega_3 > 0.\end{aligned}$$

У загальному випадку можуть бути записані N умов працездатності і ймовірність того, що всі вони будуть виконані, тобто не відбудеться відмови, визначається з формули (4.5)

$$P(\psi_1 > 0, \psi_2 > 0, \dots, \psi_N > 0) = \prod_1^N P_i(\psi_i > 0) + \left[P_{\min}(\psi_i > 0) - \prod_1^N P_i(\psi_i > 0) \right] K_N,$$

де $P(\psi_i > 0)$ – визначається формулою (3.23), K_N – формулою (4.4).

Коефіцієнти кореляції між залежними умовами працездатності:

$$\rho_{\psi_i \psi_j} = \frac{1}{\sigma_{\psi_i} \sigma_{\psi_j}} (\sigma_{x_i} \sigma_{x_j} \rho_{x_i x_j} + \sigma_{y_i} \sigma_{y_j} \rho_{y_i y_j} - \sigma_{y_i} \sigma_{x_j} \rho_{y_i x_j} - \sigma_{y_j x_j} \rho_{y_j x_j}),$$

де $\psi_i = x_i - y_i$; $\sigma_{\psi_i} = \sqrt{\sigma_{x_i}^2 + \sigma_{y_i}^2}$; $\psi_j = x_j - y_j$; $\sigma_{\psi_j} = \sqrt{\sigma_{x_j}^2 + \sigma_{y_j}^2}$; ρ_{xy} – коефіцієнт кореляції між x і y .

4.6. Статистична міцність (надійність за міцністю)

Надійність за міцністю – міцність конструкції в реальних умовах роботи з врахуванням ймовірностей характеристик металургійних, технологічних, проектних та експлуатаційних факторів. Надійність за міцністю елементів приводів значною мірою визначається властивостями матеріалів.

Для забезпечення потрібної міцності на етапі проектування проводять необхідні розрахунки та дослідження матеріалів елементів приводу на статичну міцність та опір втоми.

Коефіцієнт запасу міцності, який є критерієм статичної міцності, визначається із залежності

$$\eta = \frac{\bar{\sigma}_B^\Gamma}{k_\sigma \bar{\sigma}_{e\max}}, \quad (4.15)$$

де $\bar{\sigma}_B^\Gamma$ – гранична міцність за ДСТУ (межа текучості); $\bar{\sigma}_{e\max}$ – напруження в деталі при максимальному навантаженні; k_6 – коефіцієнт безпеки, який ураховує особливості конструкції та умови експлуатації.

У загальному випадку коефіцієнт запасу міцності визначається із залежності

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3,$$

де $\eta_1 = 0,1, \dots, 1,5$ – коефіцієнт, який відображає вплив точності визначення навантаження, що діє на елемент приводу; $\eta_2 = 1,2, \dots, 2,2$ – коефіцієнт, який характеризує однорідність матеріалу, відхилення його механічних властивостей від нормативних; $\eta_3 = k_6 = 1, \dots, 1,5$ – коефіцієнт, який ураховує особливості конструкції та умови експлуатації.

Всі величини, що входять до рівняння (4.15), детерміновані й усереднені, проте, такі методи розрахунків не вирішують основної задачі оцінки запасу міцності і витривалості навантаження. Вони не дозволяють кількісно оцінити надійність конструкції, в той час як метою будь-якого розрахунку на міцність є доведення того, що за час експлуатації не буде руйнування елемента.

При порівнянні напружень, отриманих розрахунком ($\bar{\sigma}_p = \eta \bar{\sigma}_{\max}$), з граничними $\bar{\sigma}_B^\Gamma$ приймають однаковий коефіцієнт запасу міцності для різних випадків навантаження. Як результат отримують для деяких випадків завищені коефіцієнти запасу, розміри деталей та їх масу. В реальних умовах виробництва та експлуатації коефіцієнти запасу міцності є випадковими величинами, тому, незважаючи на розрахунки, в процесі експлуатації може відбутися відмова елементів через втрату міцності.

Внаслідок впливу великої кількості незалежних факторів на міцність елементів розподілення характеристик підпорядковується нормальному закону розподілення. Математичне очікування і варіації меж міцності та текучості різних матеріалів наведені в таблиці роботи [11].

Щоб отримати об'єктивну оцінку надійності, розрахунок на міцність доцільно робити при заданій ймовірності безвідмовної роботи. Ймовірність неруйнування елементів конструкцій є деякою функцією характеристик ймовірностей збурюючих параметрів, які обумовлюють випадковий характер

навантаження та напружено-деформованого стану. Забезпечення високої надійності елементів на етапі проектування потребує знаходження таких шляхів впливу на конструкцію та умови роботи, щоб в результаті ймовірність руйнування була мінімальною.

Єдиним способом отримання бажаної надійності елементів приводу є вплив на параметри збурення шляхом зміни їх математичних очікувань. Достатньо легко можна змінити математичне очікування таких параметрів як товщина стінок, площі перетину та моменти інерції профілів силового набору. Для зміни меж міцності і модуля пружності доводиться використовувати інший конструкційний матеріал.

Задачу визначення ступеня впливу на елемент конструкції з метою доведення його надійності до бажаного рівня зручно розв'язувати в два етапи: спочатку за здатністю витривалості і навантаженням визначають значення необхідних середніх коефіцієнтів запасів міцності η , потім за параметрами збурень знаходять потрібні значення конструктивних параметрів характеристик у здатності витривалості і параметрів навантаження, зміною математичного очікування яких передбачається реалізувати намічений вплив.

Розглянемо проектування на задану надійність на прикладі одного граничного стану – порушення міцності. Якщо прийняти в якості здатності витривалості допустиме напруження $S = \bar{\sigma}_B^r$, а в якості навантаження максимальне напруження, яке отримують в процесі експлуатації, $R = \bar{\sigma}_{e \max}$, то для забезпечення заданої ймовірності неруйнування $P_{тр}$ коефіцієнт запасу міцності можна визначити за залежністю (4.15).

Розглянемо вплив статистичних характеристик міцності матеріалу на коефіцієнт запасу міцності. Виходячи з того, що закон розподілу меж міцності – нормальний, умова забезпечення заданої ймовірності неруйнування елементів під дією максимального навантаження, яке має місце під час експлуатації, запишемо у вигляді

$$\bar{\sigma}_{e \max} = \bar{\sigma}_B - u_\gamma \sigma_{\bar{\sigma}_B}, \quad (4.16)$$

де $\sigma_{\bar{\sigma}_B}$ – середнє квадратичне відхилення меж міцності.

Підставляючи (4.15) в (4.16), отримали рівняння для визначення мінімально необхідного запасу міцності

$$\eta_{\min} = \frac{\bar{\sigma}_B}{k_\sigma(\bar{\sigma}_B - u_\gamma \sigma_{\bar{\sigma}_B})}. \quad (4.17)$$

4.7. Ймовірність безвідмовної роботи при дії знакозмінного навантаження

Під дією знакозмінного навантаження відбувається накопичення пошкоджень і стан конструкції в результаті підсумування пошкоджень монотонно та незворотно наближається до граничного. Розглянемо одну з найбільш поширених моделей накопичення пошкоджень, яка базується на теорії викидів. Нехай на елемент конструкції діє випадкове знакозмінне навантаження, яке викликає випадковий розподіл напруження $\bar{\sigma}_a(t)$, рис. 4.2.

При достатньо великому часі T дії навантаження кожному максимуму напруження $\bar{\sigma}_{a \max}$ можна поставити у відповідність мінімум $\bar{\sigma}_{a \min}$ такого ж абсолютного значення та розглядати цикл коливання з амплітудою

$$\bar{\sigma}_a = |\bar{\sigma}_{a \max}| - |\bar{\sigma}_{a \min}|.$$

Руйнування конструкції, викликане різними за амплітудою циклами напружень, причому внаслідок стохастичної природи витривалості матеріалу кількість циклів, яка необхідна для руйнування, N є випадковою величиною.

Визначення довговічності розрахунковим шляхом ґрунтується на лінійній гіпотезі підсумування пошкоджень, викликаних втомою. Відповідно до цієї гіпотези введено ступінь пошкодження $D = \sum_1^k n_i / N_i$, де k – кількість ступенів навантаження елементів до руйнування; n_i – кількість викидів напруження $\bar{\sigma}_{ai}$; N_i – кількість циклів навантаження з напруженням $\bar{\sigma}_a$, рис. 4.3.

Згідно з лінійною гіпотезою руйнування внаслідок втоми відбудеться, коли ступінь пошкодження $D = \sum_1^k n_i / N_i = 1$. Фізична сутність цього така.

Елемент конструкції має певну працездатність при цьому при кожному навантаженні витрачається частина роботоспроможності матеріалу, яка про-

порційна D_i . Треба очікувати, що будь-яке мале напруження при визначеному циклі навантаження приведе до руйнування елемента. В той же час при вивченні закономірностей накопичення пошкодження для нестационарного навантаження спостерігається відхилення величини D від одиниці, і практично $D = 0,2 \dots, 2,0$, [39].

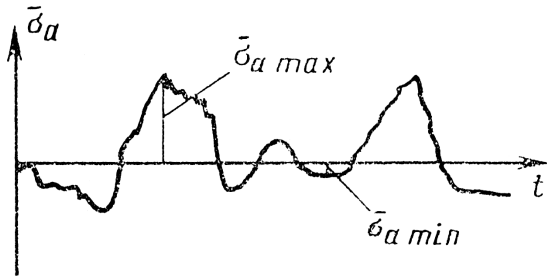
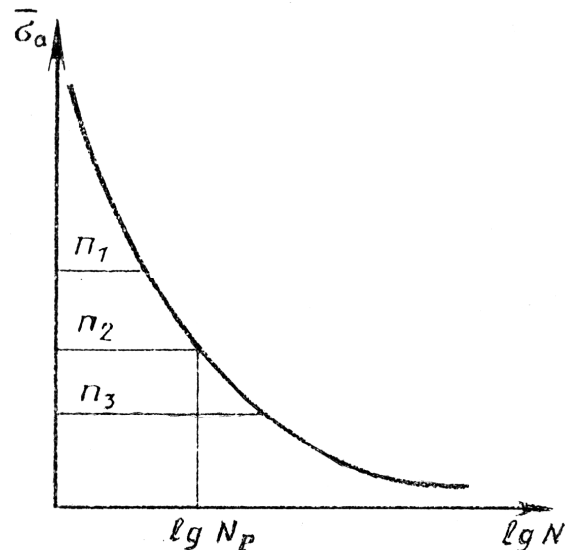


Рис. 4.2. Розподіл напружень в елементах приводу

Рис. 4.3. Залежність напружень $\bar{\sigma}_a$ від циклів навантаження



У результаті статистичної обробки результатів навантаження можна визначити спектральну щільність, кореляційну функцію та середнє квадратичне відхилення. В більшості випадків випадкові процеси апроксимуються нормованою кореляційною функцією, яка має вигляд $\rho(\tau) = \exp[-\alpha(\tau)]$, де α – параметр процесу, який визначається за характерними точками графіка навантаження.

Розподіл амплітуд навантажень при дії змінного навантаження підпорядковується закону Релея [39]:

$$f(\bar{\sigma}_a) = \frac{\bar{\sigma}_{a \max}}{\sigma_{\bar{\sigma}_a}^2} \exp\left[-\frac{\bar{\sigma}_{a \max}^2}{2\sigma_{\bar{\sigma}_a}^2}\right].$$

Сумарний відносний ступінь пошкодження, який створюється усіма викидами за час T , визначається з рівняння [39]

$$D = n_0 T \int_0^\infty \frac{f(\bar{\sigma}_a)}{N(\bar{\sigma}_a)} d\bar{\sigma}_a, \quad (4.18)$$

де $N(\bar{\sigma}_a)$ – функція витривалості; n_0 – кількість викидів функції $\bar{\sigma}_a(t)$ (див. рис. 4.2) за нульовий рівень в одиницю часу

$$n_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left| \frac{d^2 \rho(\tau)}{d\tau^2} \right|_{\tau_0}} = \frac{1}{\sigma_{\bar{\sigma}_a} \sqrt{2\pi}} \sqrt{\int_0^\infty \omega^2 S(\omega) d\omega}.$$

На практиці використовують наближені методи аналізу показників довговічності які визначають за кривою та запасами утоми.

4.8. Коефіцієнт запасу довговічності

Як граничний стан (здатність витривалості) при знакозмінному навантаженні приймають межу витривалості $\bar{\sigma}_{-1}$ або τ_{-1} . Приведена напруга, яка обумовлена навантаженням, що виникає під час експлуатації, визначається з рівняння $\bar{\sigma}_{\text{пр}} = \bar{\sigma}_a + \psi \bar{\sigma}_m$. Коефіцієнт запасу довговічності для заданого циклу навантаження $\eta = \bar{\sigma}_{-1} / \bar{\sigma}_{\text{пр}}$ залежить від статистичних характеристик утоми матеріалу, циклічного навантаження та заданої ймовірності руйнування. Для його розрахунку необхідно мати експериментальні криві утоми або їх аналітичну апроксимацію.

У результаті узагальнення експериментальних даних для елементів приводу отримані залежності середнього квадратичного відхилення логарифма циклічної довговічності у функції логарифма циклів N_i , рис. 4.4, де точками позначено експериментальні дані.

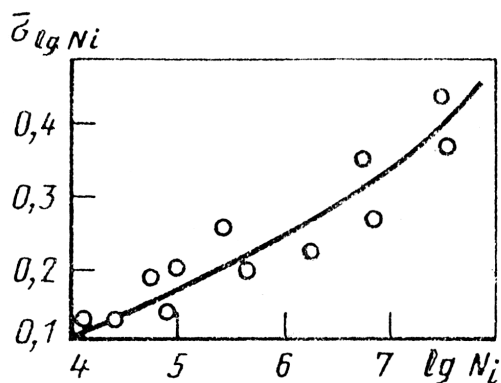


Рис. 4.4. Залежність циклічної довговічності від кількості циклів навантаження

Залежність кількості циклів навантаження до руйнування силових елементів приводу під дією напруги описується рівнянням

$$N_i = c(1/\bar{\sigma})^m,$$

де c – коефіцієнт пропорційності, постійний для даного матеріалу; m – показник кривої утоми.

Для розрахунків використовують коефіцієнт запасу довговічності за навантаженням [39]

$$\eta_{\bar{\sigma}} = \bar{\sigma}_p / \bar{\sigma}_b \quad (4.19)$$

та за циклами навантаження

$$\eta_N = N_p / N_b, \quad (4.20)$$

де індекс “р” відноситься до розрахункових параметрів, “б” – до поточних.

Розрахункова ймовірність неруйнування за заданий ресурс T_p визначається із залежності

$$q_r = q T_p,$$

де q і q_r – відповідно ймовірність руйнування і її граничне значення.

Для нормального закону розподілення довговічності залежності для визначення коефіцієнтів запасу довговічності [39]:

$$\eta_b = 10^{u_\gamma \sigma_{lg N_i}}; \quad \eta_N = 10^{u_\gamma \sigma_{lg \bar{\sigma}}}; \quad \sigma_{lg \bar{\sigma}} = \sigma_{lg N_i} / m. \quad (4.21)$$

Із залежності (4.21) видно, що коефіцієнти запасу довговічності силових елементів приводу є функціями середнього квадратичного відхилення логарифма довговічності $\sigma_{lg N}$ та заданої ймовірності руйнування. Квантиль нормального розподілення u_γ визначається як функція заданих T_p або N_b та ймовірності руйнування за табл. додатку Б.

4.9. Метод структурних схем

При розрахунку надійності приводу доцільно подавати його (привід) як систему елементів, для яких можна визначити показники надійності. Поділ систем на елементи і вплив відмови елементів на надійність системи визначаються структурними схемами надійності. Метод структурних схем використовують для розрахунку надійності як ймовірності раптової відмови за умов, що всі елементи системи є одновідмовними (тобто в елементах не може бути різних відмов одночасно) і відмови елементів незалежні.

Основою структурної схеми є умовне зображення послідовних і паралельних з'єднань елементів, які виражають безвідмовність їх функціонування. Послідовним з'єднанням можна вважати таке з'єднання елементів у системі, при якому відмова хоча б одного елемента призводить до відмови усієї

системи. Паралельне з'єднання – це таке з'єднання елементів у системі, при якому відмова системи трапляється тільки тоді, коли відмовляють всі елементи системи.

Тип з'єднання елементів у структурній схемі залежить від впливу окремих елементів на працездатність всієї системи і не завжди збігається з монтажним з'єднанням. Для ілюстрації викладеного розглянемо з'єднання двох фільтрів та включення їх в монтажну схему гідросистеми.

На рис. 4.5 зображена схема монтажних і структурних з'єднань фільтрів. У першому випадку монтажне з'єднання є послідовним, а структура залежно від типу відмови може бути як паралельною, так і послідовною. При послідовному монтажі фільтрів працездатність системи порушується при розриві сітки в обох фільтрах або при забрудненні сітки тільки в одному фільтрі. При розриві сітки в одному будь-якому фільтрі очищення рідини здійснюється другим, справним, тому структурна схема подається паралельним з'єднанням. При засміченні одного з фільтрів система стає непрацездатною, тому для цієї відмови структурна схема являє послідовне з'єднання та збігається з монтажною.

При паралельному монтажному з'єднанні структурних схеми з'єднання фільтрів протилежні розглянутим.

Система послідовного з'єднання елементів безвідмовна тільки тоді, коли безвідмовні всі елементи від 1 до n .

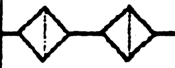
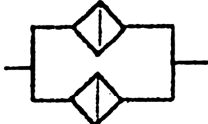
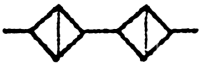
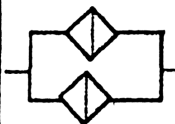
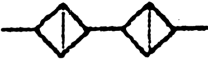
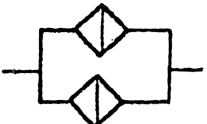
Монтажне з'єднання	Структурна схема	
	Розрив сітки	Засмічення сітки
		
		

Рис. 4.5. Схема монтажних і структурних з'єднань фільтрів

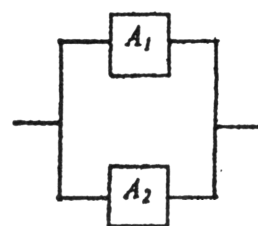


Рис. 4.6. Структурна схема паралельного з'єднання елементів

Ймовірність безвідмовної роботи послідовного з'єднання елементів, згідно з теоремою множення випадкових подій, дорівнює добутку ймовірностей з'явлення всіх подій: $P = \prod_1^n P_i$, де P_i – ймовірність безвідмовної роботи i -го елемента.

Паралельне з'єднання зображується структурними схемами надійності, як показано на рис. 4.6. Система безвідмовна, коли безвідмовні всі елементи або хоча б один з них. Можливі стани системи при паралельному з'єднанні елементів показані у табл. 4.1, де введені такі позначення: A – справний стан; O – відмова.

Відповідно до теореми додавання ймовірностей, ймовірність безвідмовної роботи можна знайти з рівняння

$$P(A) = P(A_1) + P(A_2) - P(A_1)P(A_2).$$

Таблиця 4.1 – Стани елементів з рис. 4.6

Елементи	Стани			
1-й елемент	A_1	O_1	A_1	O_1
2-й елемент	A_2	A_2	O_2	O_2
Система	A	A	A	O

Якщо ймовірності безвідмовної роботи елементів однакові: $P(A_p) = P(A_2) = P_i$, тоді $P = 2P_i - P_i^2$.

Для трьох елементів, включених у структурну схему паралельно, $P = 3P_i - 3P_i^2 + P_i^3$. Якщо структурна схема складається з k паралельних ланцюжків, у кожному з яких n елементів, то ймовірність безвідмовної роботи системи знаходиться за залежністю

$$P = 1 - \prod_1^k \left(1 - \prod_1^n P_i \right).$$

Правильність складання структурної схеми перевіряється принципом проходження сигналу, який полягає у тому, що сигнали у структурній схемі проходять тільки по справних елементах (елемент, який відмовив, сигнал не пропускає). Так, при послідовному з'єднанні елементів сигнал входу на вихід не проходить, якщо відмовляє хоча б один елемент. При паралельному з'єднанні для проходження сигналу досить мати хоча б одну справну гілку.

Якщо у період експлуатації інтенсивність відмов не залежить від часу, то виконується експоненціальний закон надійності

$$P(t) = \exp(-\lambda t).$$

У цьому випадку для послідовного з'єднання елементів, яке складається з n елементів, ймовірність безвідмовної роботи має вигляд

$$P(t) = \exp\left(-\sum_{i=1}^n \lambda_i t_i\right), \quad (4.22)$$

де λ_i, t_i – інтенсивність та час справної роботи i -го елемента.

Аналіз залежності (4.22) показує, що надійність системи з послідовним з'єднанням елементів нижча від надійності найменше надійного елемента. Чим складніша система, тим нижче її надійність при інших рівних умовах.

При паралельному з'єднанні ймовірність безвідмовної роботи

$$P(t) = 1 - \prod_{i=1}^n [1 - \exp(-\lambda_i t_i)]. \quad (4.23)$$

Із аналізу залежностей (4.22) і (4.23) ми бачимо, що надійність паралельного з'єднання елементів при однаковій їх безвідмовності вища, ніж надійність послідовного з'єднання.

Для елементів з високою надійністю, коли справедлива нерівність $\lambda_i t_i < 1$ і $\exp(-\lambda_i t_i) = 1 - \lambda_i t_i$, маємо

$$P(t) = 1 - \sum_{i=1}^n \lambda_i t_i. \quad (4.24)$$

Зазвичай при розв'язанні задачі надійності складних систем вважається, що безвідмовність кожного елемента відома або задана. При цьому враховується те, що ймовірність безвідмовної роботи кожного елемента формується під впливом різних процесів і є функцією часу. Схема формування $P_i(t)$ зображена на рис. 4.7.

Кожна функція $F_i(t)$ отримана на основі аналізу моделі поступових відмов. При зміні періоду $t = T_p$ (ресурсу), впродовж якого розглядається робота системи, змінюється і P_i для кожного елемента. Так, при зміні T_{p1} до T_{p2} ймовірність відмови першого елемента збільшується в декілька разів, другий елемент стає практично непрацездатним у зв'язку з низькою безвідмовністю, а третій елемент, як і перед цим, не лімітує $P(t)$, тому що область

його відмов знаходиться в зоні $t > T_{P2}$.

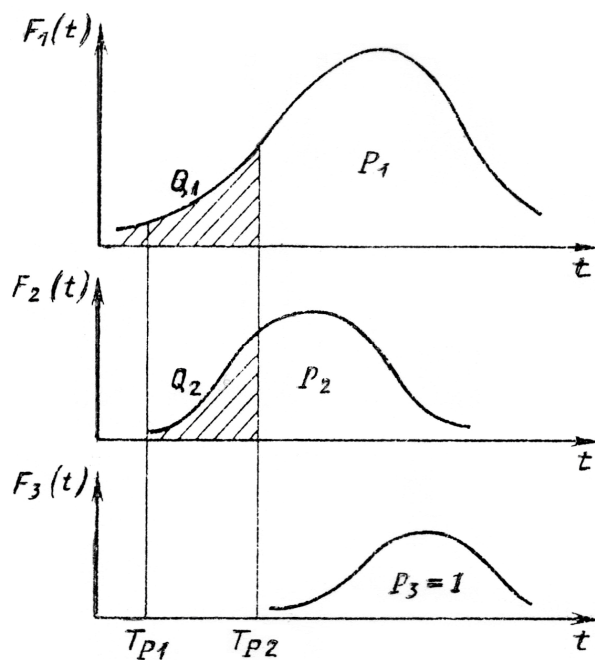


Рис. 4.7. Схема формування ймовірності відмови

Якщо для оцінки надійності такої системи при збільшенні ресурсу застосувати експоненціальний закон, то отримаємо неправильний висновок про здатність системи. Тому використовувати формулу (4.22) необхідно, враховуючи залежність P_i від часу згідно з тією або іншою моделлю відмови.

З рівняння (4.23) та (4.24) випливає, що для розв'язання задачі надійності будь-якої складної системи досить знати склад елементів, їх кількість, монтажне з'єднання та статичні характеристики показників надійності кожного окремого елемента. Дані про склад елементів знаходять за монтажною схемою. Статистичні дані показників надійності елементів визначаються на основі даних експлуатації. У результаті узагальнення цих даних [38] у табл. 4.2 показано середню інтенсивність відмов елементів приводів.

Таблиця 4.2 – Середня інтенсивність відмов елементів приводів

Найменування агрегату	$\lambda \times 10^6$, год ⁻¹	Найменування агрегату	$\lambda \times 10^6$, год ⁻¹
1	2	3	4
Шестеренні насоси	13	Дроселі	0,5
Насоси аксіально-поршневі нерегульованої продуктивності	9	Ущільнення поступового переміщення	0,5

Продовження табл. 4.2.

1	2	3	4
Насоси аксіально-поршневі регульованої продуктивності	20	Датчики тиску, температури, рівня	3,5
Виконавчі гідроциліндри	0,01	Ущільнення нерухомих з'єднань	0,3
Золотникові розподільні пристрої	1	Розніми для швидкого з'єднання та роз'єднання	0,18
Перепускні та зворотні клапани	0,8	Пружина	0,22
Електрогідравлічні клапани	1,5	Механічні з'єднання	0,01
Гідравлічні двигуни	4,3	Ущільнення обертання	0,7
Електромеханічні перетворювачі	2,5	Підшипники коливання	0,5
Потенціометричний датчик зворотного зв'язку	3	Зубчасті передачі	0,12
Індукційний датчик зворотного зв'язку	2	Шланги	2
Регулятори тиску та витрат	2,14	Баки	1,5
Фільтри	0,4	Резервуари для високого тиску	0,18
З'єднання трубопроводів	0,03	Виконавчі електродвигуни	0,23
Пневматичні регулятори	2,4	Приводні електродвигуни	4,3
Сопло – заслінка	1,5		

Необхідно зазначити, що значення інтенсивності відмов, наведені в табл. 4.2, та інших літературних джерелах, не враховують умов експлуатації приводу. В статті [6] пропонується враховувати умови експлуатації шляхом введення поправочного коефіцієнта K_λ (див. табл. 4.3) і розраховувати дійсне значення інтенсивності відмов за залежністю $\lambda_d = \lambda K_\lambda$.

Таблиця 4.3 – Значення коефіцієнта K_λ у залежності від умов експлуатації

Умови експлуатації	K_λ
1	2
У лабораторних та сприятливих умовах	1
У стаціонарних наземних умовах	10
На пароплавах при монтажі приладів у захищених відсіках	17

1	2
На автомобільних причепах	25
На платформах залізничних колій	25 ... 30
У високогірній апаратурі	80
У складі бортової апаратури	
на літаках	120 ... 150
на керованому снаряді	300 ... 350
на сучасних ракетах	900 ... 1000

Розв'язання задачі надійності за структурними схемами краще проводити за блоками або вузлами приводу. Це дозволяє порівняти вузли за надійністю, виявити “слабкі” вузли і намітити шляхи підвищення надійності на стадії проектування та експлуатації. Рекомендується такий порядок розрахунку.

1. Сформулювати поняття відмови приводу.
2. Збудувати структурну схему надійності, на якій вказати часові інтервали роботи кожного елемента або вузла. Усі однотипні елементи з однаковим часом роботи й показниками надійності об'єднати в групи (елементи розв'язку).

3. Скласти таблицю надійності (табл. 4.4), у якій введено такі позначення: n – кількість елементів i -го типу у блоці; k – кількість типів елементів.

- 4 На основі табл. 4.4 розрахувати кількісні характеристики надійності блоків, зробити їх порівняння та аналіз.

Таблиця 4.4. – Розрахунок кількісної характеристики надійності блоків

Тип елемента	λ_i , год ⁻¹	Елемент розрахунку					
		блок 1		блок 2		блок 3	
		n	$n\lambda$	n	$n\lambda$	n	$n\lambda$
Золотникові розподільники							
Нерегульовані дроселі							
Силові циліндри							
k -й тип							

5. Розрахувати кількісні характеристики надійності всієї системи. Визначити сумарну інтенсивність відмов

$$\Lambda = \sum_{i=1}^{k_1} n_i \lambda_i + \sum_{j=1}^{k_2} n_j \lambda_j + \dots + \sum_{l=1}^{k_3} n_l \lambda_l,$$

середній час безвідмовної роботи

$$T_{\text{ср}} = 1/\Lambda$$

та ймовірність без безвідмовної роботи за час t .

Приклад 4.1. Розрахунок надійності аксіально-поршневого насоса. Для аксіально-поршневого насоса (рис. 4.8) дана ймовірність забезпечення ресурсу роботи до капітального ремонту $P_m = 0,8$. Ймовірність забезпечення ресурсу деталей становить: для деталі 1 – 0,99; деталей 2–7 – 0,9; деталей 8–9 – 0,95. Треба визначити ймовірність безвідмовної роботи.

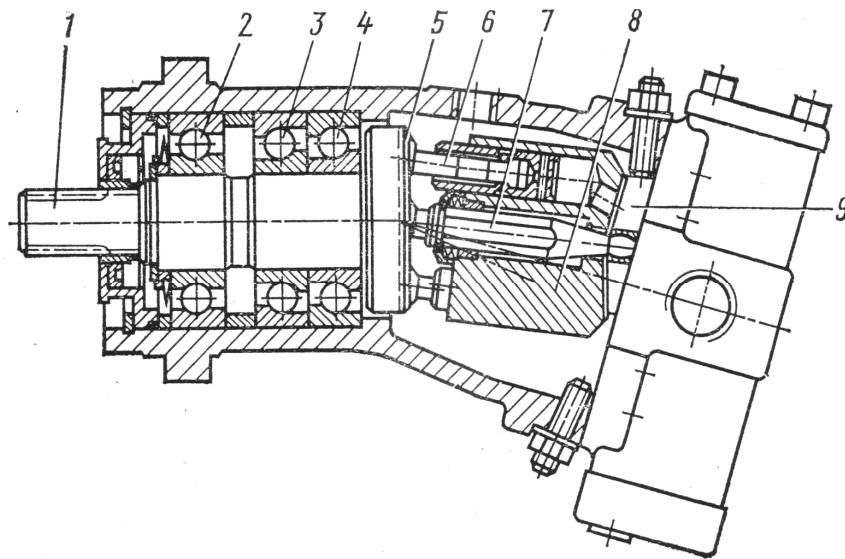


Рис. 4.8. Схема аксіально-поршневого насоса: 1 – вал; 2–4 – радіальні підшипники; 5 – притискна пружина; 6 – шатун з поршнем; 7 – центральний шип; 8 – блок циліндрів; 9 – розподільник

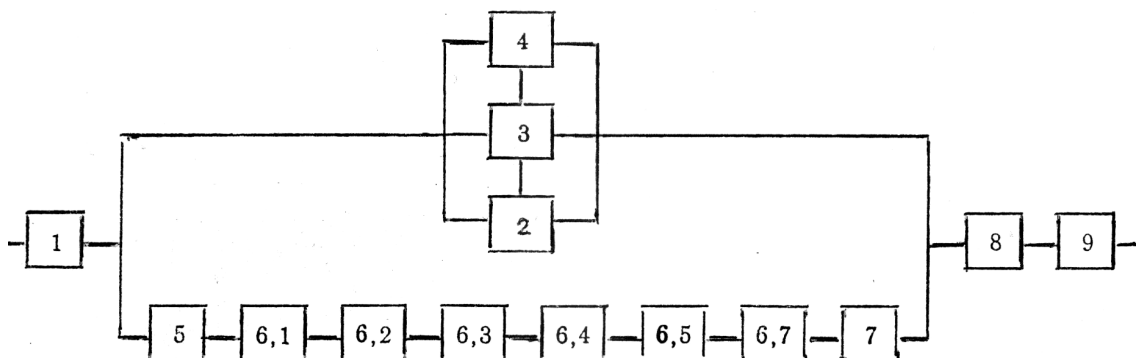


Рис. 4.9. Структурна схема аксіально-поршневого насоса

Базовими деталями насоса, які визначають необхідність його розбирання для капітального ремонту, є вал 1, блок циліндрів 8, розподільник 9. Ці деталі в

структурній схемі надійності повинні розташовуватися послідовно. Інші варіанти капітального ремонту визначаються необхідністю сумісної заміни крайнього підшипника 4 з будь-яким елементом шатунно-поршневої групи 5, 6, 7. Ці комбінації в структурній схемі надійності з'єднуються паралельно, рис. 4.9.

Рівняння ймовірності безвідмовної роботи має вигляд

$$P = P_1 P_{4-7} P_8 P_9.$$

Ймовірність безвідмовної роботи паралельних з'єднань

$$P_{4-7} = 1 - (1 - P_9 P_6^6 P_7)(1 - P_4) = 1 - (1 - 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,9)(1 - 0,9) = 0,955.$$

Підставивши це значення в перше рівняння, отримали

$$P = 0,99 \cdot 0,995 \cdot 0,95 \cdot 0,95 = 0,85.$$

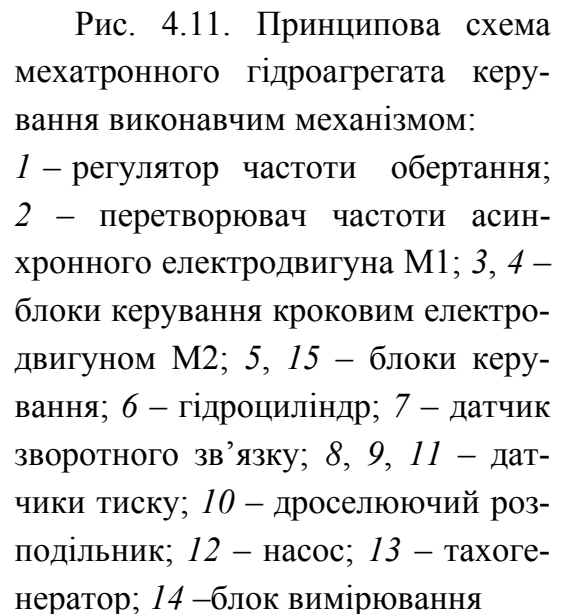
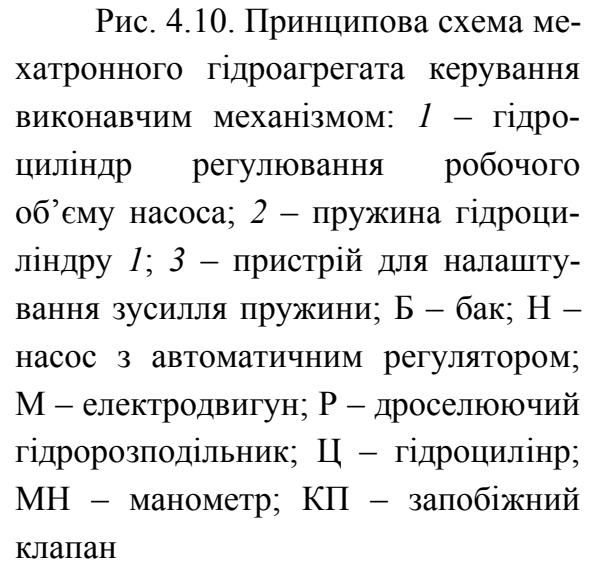
Через те, що $P > P_m$, тоді при вибраних умовах значення ймовірності забезпечення ресурсу насоса до капітального ремонту дещо вище заданого, що визначає деякий запас надійності.

Приклад 4.2. Порівняння надійності мехатронних гідроагрегатів, реалізованих за різними конструктивними схемами [8]. Використовували структурні схеми. Приймали, що всі складові елементи гідроагрегатів є одновідмовні та відмови елементів незалежні. Відомі також зв'язки між окремими елементами та час їх функціонування. Вважали, що однотипні елементи є рівнонадійними, режими їх роботи відповідають номінальним, а параметри оточуючого середовища – технічним вимогам. Вважали, що термін роботи окремих елементів гідроагрегата визначається експоненціальним законом розподілення.

Розглядали такі мехатронні гідроагрегати керування виконавчими механізмами:

– рис. 4.10, відмінною особливістю якого є те, що завдяки виконанню пристрою регулювання подачі насоса у вигляді гідроциліндра з регульованою пружиною, шток якого може займати два крайні положення залежної від рівня тиску з виходу насоса, забезпечуючи таким чином на виході з насоса номінальну та мінімальну подачі, при знаходженні регулюючо-розподільчого пристрою в нейтральному положенні тиск на виході з насоса максимальний, а його подача мінімальна;

– рис. 4.11, відмінною особливістю якого є те, що він забезпечує постійну потужність на виході виконавчого механізму, підвищує точність позиціонування виконавчого механізму та дозволяє проводити діагностування мехатронного гідроагрегата під час його роботи;



112

при відсутності зовнішнього сигналу керування на переміщення гідроциліндра, ліквідовуючи, таким чином, злив надлишку робочої рідини з мехатронного гідроагрегата через запобіжний клапан, внаслідок чого відбувається її нагрівання, зменшувати енергоспоживання, проводити діагностування мехатронного гідроагрегата під час його роботи. Виконання мехатронного гідроагрегата за замкнутою схемою циркуляції робочої рідини дозволяє зменшити його габарити.

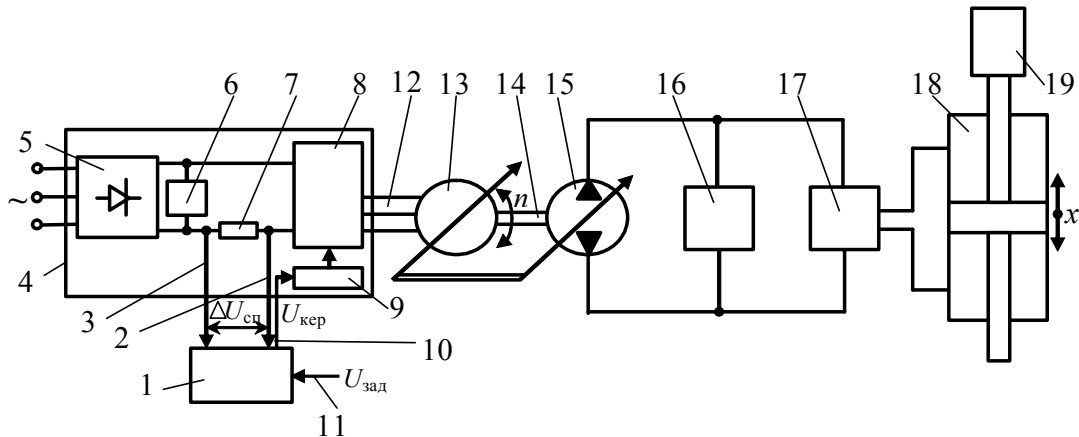


Рис. 4.12. Принципова схема мехатронного гідроагрегата керування виконавчим механізмом: 1 – нелінійний перетворювач; 2, 3, 10, 12 – проводи; 4 – система частотного керування; 5 – трифазний випрямляч; 6 – блок згладжуючих конденсаторів; 7 – резистор навантаження; 8 – блок керування ключами напруги; 9 – генератор керування частотою; 11 – вхід нелінійного перетворювача; 13 – асинхронний електродвигун; 14 – муфта; 15 – нерегульований реверсивний насос; 16 – пристрій підживлення та запобіжний клапан; 17 – розподільний пристрій; 18 – гідроциліндр; 19 – навантаження

Для розрахунку надійності мехатронних гідроагрегатів керування виконавчими механізмами складали їх структурні схеми (рис. 4.13–4.15).

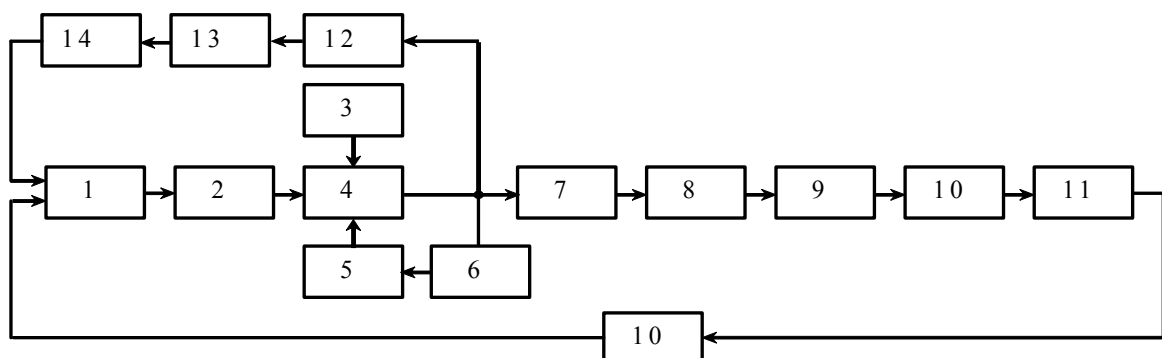


Рис. 4.13. Структурна схема гідроагрегата, схема мехатронного гідроагрегата керування виконавчим механізмом, рис. 4.10: 1 – бак; 2, 6, 7, 9, 11, 12, 14 – трубопроводи; 3 – електродвигун; 4 – насос; 5 – регулятор тиску; 8 – дроселюючий гідророзподільник; 10 – гідроциліндр; 13 – запобіжний клапан

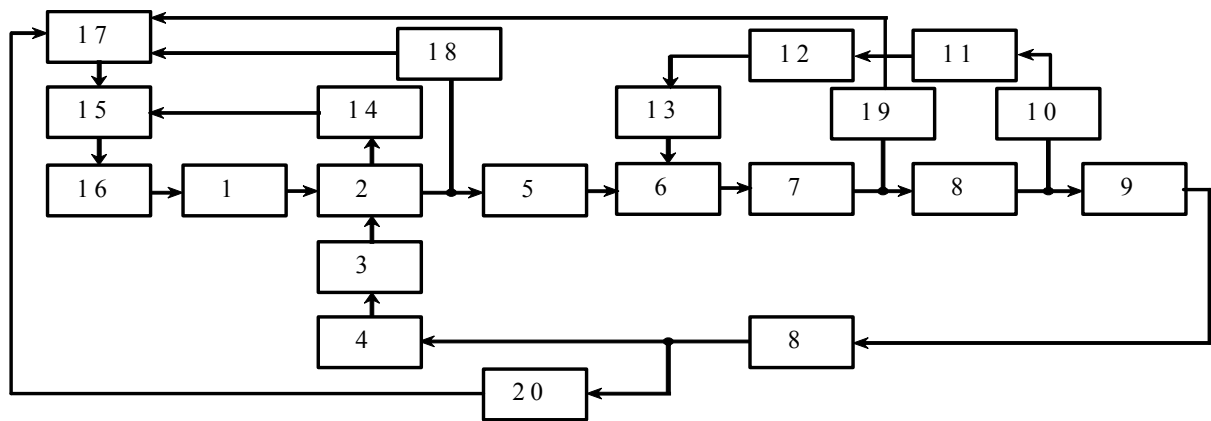


Рис. 4.14. Структурна схема гідроагрегата, схема мехатронного гідроагрегата керування виконавчим механізмом рис. 4.11: 1 – електродвигун; 2 – насос; 3, 5, 7, 9 – трубопроводи; 4 – бак; 6 – дроселюючий розподільник; 8 – гідроциліндр; 10 – датчик переміщення; 11 – перетворювач з системою керування; 12 – блок керування; 13 – кроковий електродвигун; 14 – тахогенератор; 15 – електричний регулятор частоти обертання; 16 – перетворювач частоти асинхронного електродвигуна; 17 – електронний блок керування; 18, 19, 20 – датчики тиску

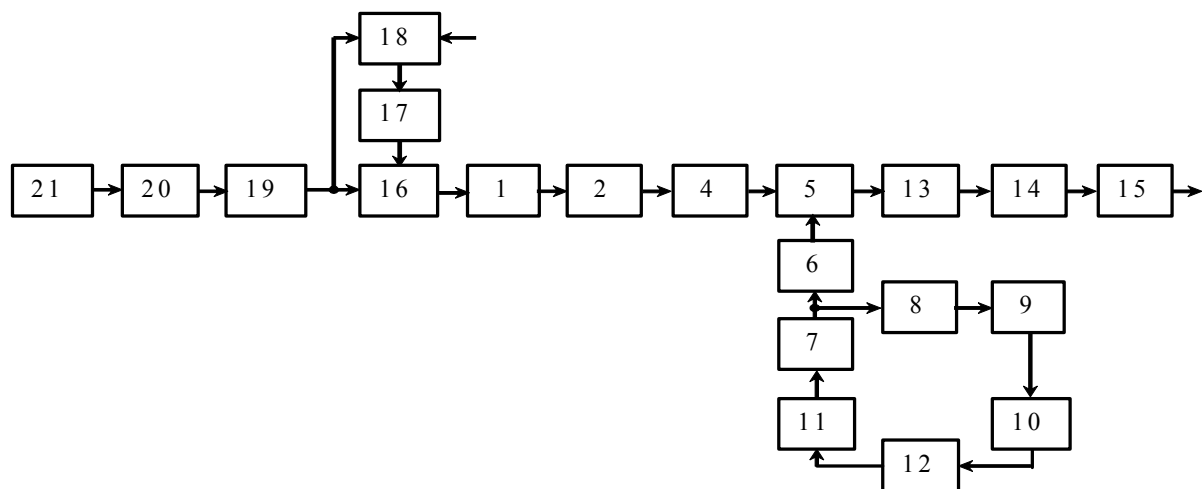


Рис. 4.15. Структурна схема гідроагрегата, схема мехатронного гідроагрегата керування виконавчим механізмом рис. 4.12: 1 – електродвигун; 2 – насос; 3, 6, 8, 10, 11, 13 – трубопроводи; 4 – два запобіжних клапани; 5 – два зворотних клапани; 7 – допоміжний насос; 9 – запобіжний клапан; 12 – бак; 14 – гідрозамок; 15 – гідроциліндр; 16 – електронний блок керування; 17 – генератор керування частотою; 18 – нелінійний перетворювач; 19 – резистор; 20 – конденсатор; 21 – трифазний випрямляч

За структурними схемами гідроагрегатів, використовуючи формули (4.5) і (4.6), отримали розрахункові залежності ймовірності безвідмовної роботи:

для гідроагрегата рис. 4.10

$$P_{\Sigma}(t) = (P_1 P_2 (P_3 P_4 + P_5 P_6 - P_3 P_4 P_5 P_6) (1 - P_{12} P_{13} P_{14}) + P_{12} P_{13} P_{14}) \times \\ \times P_7 P_8 P_9 P_{10} P_{11} (1 - P_{10}) + P_{10}; \quad (4.25)$$

для гідроагрегата рис. 4.11

$$P_{\Sigma}(t) = [(P_{19} [P_5 P_6 P_7 P_{11} P_{12} P_{13} (1 - P_8 P_{10}) + P_8 P_{10}] (1 - P_{18}) + P_{18}) [1 - P_8^2 P_9 \times \\ \times (P_5 P_6 P_7 P_{11} P_{12} P_{13} (1 - P_8 P_{10}) + P_8 P_{10})] + P_8^2 P_9 (P_5 P_6 P_7 P_{11} P_{12} P_{13} (1 - P_8 P_{10}) + P_8 P_{10})] \times \\ \times [1 - P_{17} P_{20} [P_{14} P_{15} P_{16} P_1 P_2 P_3 P_4 + P_8^2 P_9 (P_5 P_6 P_7 P_{11} P_{12} P_{13} (1 - P_8 P_{10}) + P_8 P_{10})] + \\ + P_{17} P_{20} [P_{14} P_{15} P_{16} P_1 P_2 P_3 P_4 + P_8^2 P_9 (P_5 P_6 P_7 P_{11} P_{12} P_{13} (1 - P_8 P_{10}) + P_8 P_{10}) - \\ - P_{14} P_{15} P_{16} P_1 P_2 P_3 P_4 P_8^2 P_9 (P_5 P_6 P_7 P_{11} P_{12} P_{13} (1 - P_8 P_{10}) + P_8 P_{10})]]; \quad (4.26)$$

для гідроагрегата рис. 4.12

$$P_{\Sigma}(t) = P_1 P_2 P_3 P_4 P_5 P_6 P_{13} P_{14} P_{15} P_{19} P_{20} P_{21} (P_{16} + P_{17} P_{18} - P_{16} P_{17} P_{18}) \times \\ \times (P_7 + P_8 P_9 P_{10} P_{11} P_{12} (1 - P_7)); \quad (4.27)$$

З літератури [25] знаходили інтенсивність відмов окремих елементів гідроагрегата (табл. 4.5).

Таблиця 4.5 – Інтенсивність відмов елементів гідроагрегатів

Інтенсивність відмов	$\lambda \cdot 10^6, \text{ год}^{-1}$	Інтенсивність відмов	$\lambda \cdot 10^6, \text{ год}^{-1}$
Трубопровід	0,7	Резистор	0,01
Електродвигун	4,3	Конденсатор	0,011
Насос	8,74	Трифазний випрямляч	0,06
Запобіжний клапан	6,3	Дроселюючий розподільник	3,36
Зворотний клапан	5,7	Датчик переміщення	3,2
Допоміжний насос	1,4	Перетворювач з системою керування	4,5
Бак	0,48	Блок керування	1,5
Гідрозамок	3,65	Кроковий електродвигун	3,23
Гідроциліндр	0,8	Тахогенератор	1,4
Електронний блок керування	1,5	Електричний регулятор частоти обертання	1,0
Генератор керування частотою	0,12	Перетворювач частоти асинхронного електродвигуна	1,2
Нелінійний перетворювач	0,01	Датчик тиску	3
Регулятор тиску	2,14		

За залежностями (4.25)–(4.27), попередньо задавшись часом роботи мехатронного гідроагрегата, знаходили ймовірності його безвідмовної роботи (табл.

4.6). Знаючи ймовірності його безвідмовної роботи, знаходили час безвідмовної роботи за залежністю

$$T = 1/\Lambda, \quad (4.28)$$

де Λ – сумарна інтенсивність відмов гідроагрегата, яку визначали з (3.12), розраховували середній час безвідмовної роботи гідроагрегата (табл. 4.6).

Таблиця 4.6 – Ймовірності та середній час безвідмовної роботи мехатронного гідроагрегата

Гідроагрегат	$P_{\Sigma}(1000)$	T , год	$P_{\Sigma}(10000)$	T , год
Рис. 5.10	0,99993	$1,429 \cdot 10^8$	0,999	$9,995 \cdot 10^6$
Рис. 5.11	0,8311	$2,02 \cdot 10^5$	0,582	$2,113 \cdot 10^4$
Рис. 5.12	0,965	$2,807 \cdot 10^5$	0,709	$2,908 \cdot 10^4$

Проведений порівняльний аналіз надійності мехатронних гідроагрегатів показав, що схемне рішення гідроагрегата з частотним керуванням, крім відзначених переваг має на 40 % більший час безвідмовної роботи, тобто вищу надійність.

Запитання для самоконтролю

1. Перелічіть вимоги, які ставляться до розрахунку надійності в процесі проектування, виробництва та експлуатації приводу.
2. Запишіть загальні рівняння надійності приводу.
3. Що таке коефіцієнт кореляції?
4. У чому полягає сутність методу неперевищень?
5. Дайте визначення статистичного коефіцієнта запасу працездатності.
6. Запишіть умови працездатності приводу.
7. У чому полягає сутність надійності приводу за міцністю?
8. Як визначити ймовірність безвідмовної роботи приводу при дії знакозмінного навантаження?
9. Як розраховують довечність через граничні коефіцієнти навантаження?
10. Дайте визначення і запишіть залежність для розрахунку коефіцієнта запасу довговічності.
11. Охарактеризуйте метод структурних схем і межі його ефективного використання при розрахунку надійності приводу.

РОЗДІЛ 5

ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ ПРИВОДІВ

5.1. Задачі та методи прогнозування

Нормування та оцінка надійності за результатами обробки апріорної інформації констатує фактичний стан приводу в цей момент і в заданих умовах експлуатації. Передбаченням поведінки приводу в майбутньому залежно від зміни параметрів та умов експлуатації займається прогнозування.

Прогнозування – це розв’язання ймовірнісної задачі про поведінку системи в майбутньому залежно від можливих режимів та умов роботи. На основі результатів прогнозування можна керувати надійністю в процесі роботи та експлуатації приводів шляхом планування випробувань, технічного обслуговування та ремонтів.

До основних завдань прогнозування належать:

- 1) прогнозування закономірності зміни надійності приводу у зв’язку з перспективою розвитку виробництва, впровадження нових матеріалів, підвищення параметрів робочого процесу та іншими тенденціями;
- 2) передбачення показників надійності конкретного приводу на підставі зміни його параметрів;
- 3) передбачення надійності приводу, який працює в екстремальних умовах експлуатації.

Усі завдання прогнозування у загальному випадку узгоджуються з етапами проектування, виробництва і експлуатації та взаємно пов’язані, а їх вирішення потребує розробки спеціальних методів. Розглянемо три найбільш прості методи прогнозування: шляхом побудови кривих зміни надійності, марківська апроксимація і метод експертних оцінок.

На всіх етапах життєвого циклу приводу його надійність суттєво змінюється. Для оцінки надійності необхідно точно визначити об’єкт, властивості якого розглядаються, режими й умови його використання, експлуатаційні показники та допустимі межі їх зміни для кожної умови використання. Розглянемо зміну цих факторів у процесі життєвого циклу приводу.

На етапі проектування надійність приводу визначають за даними проекту. Надійність в цьому випадку відображає проектні режими та умови ро-

боти, які відповідають схемі приводу та показникам надійності елементів, які визначають за довідковою літературою або за результатами лабораторних випробувань. У процесі проектування (час $T_{\text{пр}}$) покращують схему приводу, вибирають більш надійні елементи, збільшують запаси міцності та отримують потрібну його надійність $P_{\text{пр}} = P_{\text{пот}}$.

На наступному етапі доопрацювання і виробництва $T_{\text{вир}}$ проводять лабораторні і стендові випробування окремих елементів та приводу в цілому. Визначають показники їх надійності. Однак умови випробувань не відповідають реальним умовам експлуатації. Показники надійності на цьому етапі визначають з використанням методів структурних схем. Зазначимо, що у разі виникнення похибки виготовлення у будь-якому дослідному елементі, в результаті якої в приводі виникають відмови, то надійність такого приводу буде дорівнювати нулю.

У ході доопрацювання удосконалюють схему, конструкцію та технологію виготовлення, в результаті чого надійність приводу збільшується та досягає потрібного значення $P_{\text{вир}} = P_{\text{пот}}$.

На етапі експлуатації $T_{\text{е}}$ об'єктом аналізу надійності є реальний привід, який працює в реальних умовах. Під дією експлуатаційних факторів заданий на етапі показник $P_{\text{е}}$ надійності може відрізнятись від $P_{\text{вир}}$, який досягнуто в процесі доопрацювання.

У результаті дослідної та підконтрольної експлуатації виявляються дефекти і причини відмов, які усуваються, що приводить до зростання надійності. В процесі експлуатації системою технічного обслуговування та ремонтів надійність підтримується на досягнутому рівні. Потім внаслідок старіння і виробітку ресурсу надійність зменшується.

Таким чином, на етапі експлуатації діють чотири групи факторів, що приводять до зміни надійності: доопрацювання в процесі підконтрольної експлуатації; технічне обслуговування і ремонт; підвищення досвіду операторів та експлуатації; старіння та зношування. Перші три групи факторів підвищують надійність, четвертий – знижує її. Підвищення надійності шляхом доопрацювання конструкції і технології виробництва та технічного обслуговування потребують менше коштів, якщо вони проводяться на ранніх стаді-

ях створення приводу. Отже, варіюванням витрат на кожному етапі життєвого циклу можна керувати процесом зміни надійності. Для цього необхідно мати аналітичний опис ймовірності безвідмовної роботи $P(t)$ і в першу чергу в періоди доопрацювання та експлуатації.

5.2. Модель зміни надійності приводу в період доопрацювання та виробництва

При побудові моделі зміни надійності приводу в процесі доопрацювання і виробництва необхідно мати на увазі, що його надійність може змінюватися тільки після доопрацювання. При кожному випробуванні, яке може закінчитися справною роботою чи відмовою, отримуємо інформацію про стан приводу, яку можна використовувати для розробки заходів, що підвищують надійність.

Процес доопрацювання приводу є цілеспрямованим, однак випадковим. Оскільки доопрацювання пов'язане з послідовністю подій (випробувань) $j = 1, 2, \dots, N$, зручно розглядати дискретну функцію надійності, яка залежить тільки від номера випробування $P(j) = P_j$.

Виділимо довільну ланку процесу доопрацювання, яка включає результат випробування (справна робота або відмова) та наслідок (проведення або відсутність доопрацювання). Цим подіям відповідають певні ймовірності: P_j – ймовірність справної роботи в j -му випробуванні; Π_1 і Π_2 – ймовірності проведення доопрацювання після успішного випробування і відмови. Після будь-якого випробування можуть виникнути дві несумісні події: проведення та відсутність доопрацювання. Тому ймовірності відсутності доопрацювання після успішного випробування дорівнює $1 - \Pi_1$, а після відмови $1 - \Pi_2$, відповідно і приріст надійності за рахунок доопрацювання після справної роботи ΔP_{1j} , а після відмови – ΔP_{2j} .

На підставі викладеного приріст надійності визначається лінійними рівняннями:

$$\Delta P_{1j} = a_{1j}(1 - P_{j-1}) - b_{1j}P_{j-1}; \quad (5.1)$$

$$\Delta P_{2j} = a_{2j}(1 - P_{j-1}) - b_{2j}P_{j-1}, \quad (5.2)$$

де a_{1j} і a_{2j} – коефіцієнти, які характеризують ефективність доопрацювання; b_{1j} і b_{2j} – коефіцієнти, які характеризують негативні наслідки доопрацювання, а саме зменшення досягнутої к j -му випробуванню надійності P_{j-1} .

Нехай проведена серія з n випробувань ($j = 1, 2, \dots, n$), під час яких виконано $k \leq n$ доопрацювань ($i = 1, 2, \dots, k$). Відомі моменти зроблених доопрацювань, тобто визначений зв'язок $i(j)$. Наприклад, перше доопрацювання зроблено після другого випробування, друге – після п'ятого і т.д.

Оскільки моменти виконання доопрацювання відомі, можна ввести тільки один оператор P_i зміни надійності після i -го доопрацювання, а не два оператори (5.1) і (5.2). Використовуємо лінійний оператор (5.1), який описує приріст показника надійності після успішного і неуспішного результатів випробувань

$$\Delta P_i = a_i(1 - P_{i-1}) - b_i P_{i-1}, \quad (5.3)$$

де a_i і b_i – коефіцієнти, які відображають ефективність доопрацювання.

Введемо припущення: $a_i = c_i a$, $b_i = c_i b$, де c_i – кількість причин відмов, які усунені в одному доопрацюванні (визначається після проведення випробувань); a , b – постійні в ході доопрацювання коефіцієнти, які характеризують ефективність усунення причин відмов. З урахуванням введених співвідношень оператор (5.3) набуде вигляду

$$\Delta P_i = c_i a(1 - P_{i-1}) - c_i b P_{i-1}. \quad (5.4)$$

Таким чином, шукана функція залежить від трьох параметрів

$$P_i = P(P_0, a, b, i), \quad (5.5)$$

де P_0 – початкове значення показника надійності.

Формулу для знаходження P_i можна отримати, якщо враховувати, що при доопрацюванні показник надійності дискретно збільшується

$$P_i = P_0 + \sum_{i=1}^k \Delta P_i. \quad (5.6)$$

Таким чином, шукана функція зміни надійності – східчаста, вона змінюється в точках $i = 1, 2, \dots, k$. Оскільки відомий зв'язок $i(j)$, тобто кількість випробувань між двома сусідніми доопрацюваннями, можна побудувати та-

ку функцію $P_{j(i)}$, яка має стрибки тільки в тих точках j , в яких проводилося доопрацювання. Підставляючи оператор (5.4) в формулу (5.6), отримали

$$P_i = P_0 + \sum_{i=1}^k c_i [a(1 - P_{i-1}) - bP_{i-1}]. \quad (5.7)$$

Виразимо P_i через значення P_{i-1}

$$P_i = P_{i-1} + \Delta P_i = P_{i-1} c_1 + [a(1 - P_{i-1}) - bP_{i-1}]. \quad (5.8)$$

Вводимо позначення: $A = a + b$, $P_\infty = a/(a + b)$ і з (5.8) отримали

$$P_i = P_\infty - (P_\infty - P_{i-1})(1 - Ac_i). \quad (5.9)$$

Відповідно до (5.9) можна скласти ряд P_i [39]

$$P_i = P_\infty - (P_\infty - P_0) \prod_{i=1}^i \left(1 - \frac{Ac_i}{P_\infty}\right). \quad (5.10)$$

При однаковій кількості відмов, які усуваються в кожному доопрацюванні, тобто при $c_i = c = \text{const}$, рівняння (6.10) спрощується

$$P_i = P_\infty - (P_\infty - P_0) e^{-E_1 i}, \quad (5.11)$$

де $E_1 = \ln(1 - a_c/P_\infty)$.

У рівнянні (5.11) функція надійності пов'язана з номером доопрацювання i . На практиці в процесі доопрацювання темп внесення доопрацювань нерівномірний. Введемо ще одне припущення. Припустимо, що при проведенні n випробувань k доопрацювань проведено рівномірно, тобто кількість випробувань між будь-якими двома доопрацюваннями залишається постійною – $i = k j/n$. Тоді з рівняння (5.11) маємо

$$P_j = P_\infty - (P_\infty - P_0) e^{-E j}, \quad (5.12)$$

де $E = E_1 k/n$.

Аналіз процесу зміни надійності при відпрацюванні вказує, що зі збільшенням кількості доопрацювань ймовірність безвідмовної роботи наближається до величини P_∞ . Якщо прийняти $P_\infty = 1$, то з рівняння (5.12) маємо

$$P_j = 1 - (1 - P_0) e^{-E j}. \quad (5.13)$$

Параметр E характеризує середнє збільшення ймовірності безвідмовної роботи за рахунок одного доопрацювання.

Якщо встановити потрібне значення показника надійності $P_{\text{пот}}$, яке

необхідно досягти після доопрацювання, то задавши P_0 і E , можна визначити необхідну кількість випробувань $n_{\text{пот}}$. Дійсно з формули (5.13)

$$P_j = 1 - (1 - P_0) e^{-E n_{\text{пот}}},$$

звідки

$$n_{\text{пот}} = \frac{1}{E} \ln \frac{1 - P_0}{1 - P_{\text{пот}}}. \quad (5.14)$$

Функції (5.11) та (5.13) описують зміну надійності в процесі доопрацювання при невідомих параметрах P , P_∞ , a , c_i . Задачу статистичного оцінювання можна розв'язати, якщо буде встановлено закон розподілення оцінок P_i^* для усіх $i = 1, 2, \dots, k$. Приймаючи закон розподілення P_i^* нормальним, визначаємо дисперсію $\sigma^2(P_i) = \sigma_i^2$ та оцінки a^* , P_0^* , P_∞^* .

Оцінка функції:

$$P_i^* = P_\infty^* - (P_\infty^* - P_0^*) \prod_{i=1}^k (1 - a_c^*/P_\infty^*). \quad (5.15)$$

Середнє квадратичне відхилення цієї оцінки:

$$\sigma_i^2 = \sum (\partial P_i / \partial x)^2 \sigma_x^2 + 2 \sum (\partial P_i / \partial x_i) (\partial P_i / \partial x_z) \sigma_{x_i} \sigma_{x_z} \rho_{x_i x_z}, \quad (5.16)$$

де $x = P_0, P_\infty, a$; $\partial P_i / \partial a = -(P_\infty^* - P_0^*) C_i E_i / P_\infty^*$; $\partial P_i / \partial P_0 = C_i$;

$$\partial P_i / \partial P_\infty = 1 - C_i (1 - a^* / P_\infty^*) (\partial P_i / \partial a);$$

$$C_i = \prod (1 - a^* c_i / P_\infty^*); E_i = \sum c_i / [1 - (a^* c_i / P_\infty^*)].$$

Всі ці величини визначаються із залежності (5.15).

Довірчі межі оцінки у кожному перерізі:

$$P_i^* - u_\gamma \sigma_i < P_i < P_i^* + u_\gamma \sigma_i. \quad (5.17)$$

Розглянемо методику визначення оцінок. Нехай відома кількість випробувань n_i між $(i - 1)$ -м та i -м доопрацюваннями; m_i — кількість відмов у n_i випробуваннях; c_i — кількість причин відмов, які усунені у i -му доопрацюванні. Нехай задача визначення оцінок a^* , P^* зводиться до визначення таких параметрів функції (5.10), при яких оцінки функції (5.15) найкраще наближуються до експериментальних оцінок $P_i^* = m_i / n_i$.

Складність задачі полягає в тому, що на практиці значення n_i мале та часто $n_i = 1$. При цьому експериментальне значення P^* буде 0 або 1. Оцінки a^* , P^* , P_∞^* отримують за допомогою методу правдоподібності. У першому наближенні задачу знаходження оцінок розв'язуємо таким чином.

Оскільки $P_\infty^* \approx 1$, приймаємо $P_\infty^* = 1$. Оцінку P_0^* визначаємо за результатами $e = 5 \dots 10$ випробувань

$$P_{0l}^* = 1 - m_i / e, \quad (5.18)$$

де m_i – кількість відмов у перших e випробуваннях.

Для визначення a^* використовуємо останні $z = 5 \dots 10$ випробувань та знаходимо показники надійності P_n у n -му перерізі:

$$P_{nz}^* = 1 - m_z / z, \quad (5.19)$$

де m_z – кількість відмов в останніх z випробуваннях.

Середнє значення кількості ліквідованих причин відмов в одному доопрацюванні

$$c^* = (1/k) \sum_I^k c_i. \quad (5.20)$$

За умови, що у кожному доопрацюванні $c_i = c^*$ і $P_\infty^* = 1$, з формули (5.15) отримуємо

$$P_{nz}^* = 1 - (1 - P_0^*) \prod_I^k (1 - ac^*)^k,$$

звідки

$$a = \frac{1}{c^*} \left[1 - \left(\frac{1 - P_{nz}^*}{1 - P_{0l}^*} \right)^{1/k} \right]. \quad (5.21)$$

Підставляючи у формулу (5.21) оцінки параметрів, отриманих вище, знаходимо

$$a^* = \frac{1}{c^*} \left[1 - \left(\frac{1 - P_{nz}^*}{1 - P_{0l}^*} \right)^{1/k} \right]. \quad (5.22)$$

Наближене середнє квадратичне відхилення величини можна визначити за формулою

$$\sigma_{P^*} = (0,8 \dots 0,9) \sqrt{\frac{P_{nz}^* (1 - P_{nz}^*)}{n}},$$

де P_n^* – оцінка в перерізі $i = n$.

Приклад 5.1. Припустимо, що у результаті відпрацювання приводу отримані такі вихідні дані:

Номер i -го доопра-

цювання

Кількість n_i випро-

бувань

Кількість m_i відмов

Кількість c_i причин

відмов, які усунено

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
2	1	1	2	1	1	1	2	1	1	1	2	1	1	3	1
2	0	1	1	0	1	1	0	1	1	1	0	0	0	0	1
0	1	2	4	1	2	1	3	1	6	2	1	1	2	1	1

Визначити криву зростання надійності за результатами доопрацювань. Загальна кількість випробувань $n = \sum_I^k n_i = 22$, загальна кількість відмов

$m = \sum_I^k m_i = 10$, загальна кількість доопрацювань $k = \sum_I^k i = 15$. Середня кількість

причин відмов, які усунені в одному доопрацюванні $c^* = \frac{1}{k} \sum_I^k c_i = \frac{29}{15} = 1,87$.

Визначимо оцінки наближення за першими шести ($e = 6$) $P_{0l}^* = 1 - m_i / e = 1 - 4/6 = 0,33$ та за останніми шести випробуваннями ($z = 6$):

$$P_{nz}^* = 1 - m_z / z = 1 - 2/6 = 0,67. \quad \text{Тоді} \quad a^* = \frac{1}{c^*} \left[1 - \left(1 - P_{nz}^* / 1 - P_{0l}^* \right)^{1/k} \right] =$$

$$= \frac{1}{87} \left[1 - \left(\frac{1 - 0,67}{1 - 0,33} \right)^{1/15} \right] = 0,33.$$

Функція зростання надійності $P_i^* = 1 - \left(1 - P_{0l}^* \right) \prod_I^i \left(1 - a^* c_i \right)^k$. У кожному i -му

перерізі визначаємо $\sigma_{P_i^*} = 0,85 \sqrt{\frac{P_i^* (1 - P_i^*)}{n_i}}$ та при заданій довірчій ймовірності

$\gamma = 0,9$ знаходимо нижню межу ймовірності безвідмовної роботи

$$P_{ni} = P_i - u_\gamma \sigma_i. \quad (5.23)$$

Результати розрахунку безвідмовної роботи приводу наведені у табл. 5.1, а

графічна залежність від часу на рис. 5.1.

Таблиця 5.1 – Результати розрахунку P_i^* та P_{hi}

Показник	i							
	0	2	3	6	8	10	12	14
c_i	0	3	8	10	14	22	24	27
$\sigma_{P_i^*}$	0,28	0,24	0,16	0,14	0,1	0,99	0,99	0,07
P_i^*	0,33	0,39	0,47	0,50	0,56	0,65	0,67	0,70
P_{hi}	0	0,08	0,26	0,32	0,40	0,53	0,55	0,63

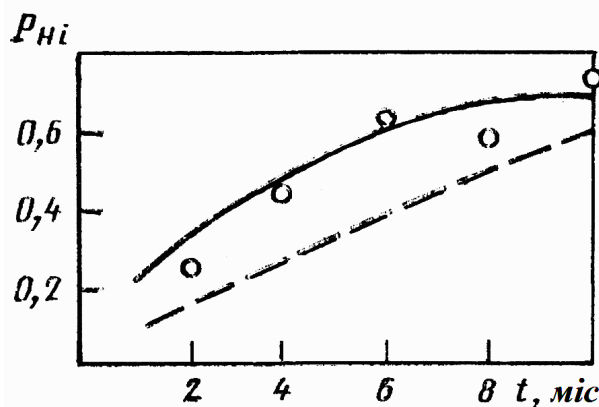


Рис. 5.1. Зміна в часі нижньої межі безвідмовної роботи приводу: точки — експеримент; суцільна лінія — залежність (5.23); штрихова — нижня межа безвідмовної роботи приводу

5.3. Прогнозування надійності приводу в процесі експлуатації

У процесі експлуатації приводу виконують його технічне обслуговування, ремонти, при яких ліквідують несправності, та проводять заміну або ремонт потенційно ненадійних елементів. Як результат на початковій стадії експлуатації має місце збільшення надійності. Припускаємо, що це можливо тільки в моменти технічного обслуговування внаслідок усунення несправностей. У період між перевірками через старіння та спрацювання надійність поступово зменшується.

При експлуатації приводу на відрізку часу $0, T$ задана періодичність перевірок при технічному обслуговуванні, а час між перевірками $(j - 1)$ -ї та j -ї становить τ_j . Можна вважати, що ймовірність безвідмовної роботи на інтервалі між перевірками падає згідно з експоненціальним законом з інтенсивністю λ .

$$P_j = P_{j0} e^{-\lambda T_j}. \quad (5.24)$$

У результаті заміни елементів та ремонту в процесі технічного обслуговування ймовірність безвідмовної роботи зміниться на величину:

$$\Delta P_j = a_{т.о} k_j (1 - P_{j-1}) - b_{т.о} k_j P_{j-1}, \quad (5.25)$$

де $a_{т.о}$ і $b_{т.о}$ – коефіцієнти, які характеризують ефективність і негативність усування причин відмов при технічному обслуговуванні приводу; k_j – частота усування несправностей (заміна та ремонт елементів) при j -й періодичній перевірці.

Використовуючи рівняння (5.24) і (5.25), можна записати рекурентні співвідношення для визначення процесу зміни надійності:

$$\begin{aligned} \Delta P_{j+1} &= P_{(j+1)0} e^{-\lambda \tau_{j+1}}; \\ \Delta P_j &= a_{т.о} k_j (1 - P_{j-1}) - b_{т.о} k_j P_{j-1}; \\ P_{(j+1)0} &= P_j + \Delta P_j. \end{aligned} \quad (5.26)$$

Невідомими параметрами в цих рівняннях є $P_{(j+1)0}$, λ , $a_{т.о}$, $b_{т.о}$, τ_j . Очевидно, що кількість несправностей, а отже, і доопрацювань (замін та ремонтів елементів) досягає максимуму в першій половині терміну експлуатації. Тому періодичність між перевірками під час експлуатації τ_j повинна бути різною. Аналогічно змінюється і кількість доопрацювань в одиницю часу $k = dk/dt$, рис. 5.2.

Якщо ввести дані з рис. 5.2, які апроксимуються експоненціальними залежностями, в рівняння (5.18), можна отримати функцію надійності, яка залежить від часу і постійних параметрів, однак для практичних розрахунків вона досить складна.

На практиці доцільно використовувати спрощену експоненціальну модель, аналогічно до (5.12):

$$P_j(t) = P_\infty - (P_\infty - P_0) e^{-E j}, \quad (5.27)$$

в якій постійні параметри P_∞ , P_0 , E , характеризують граничну та початкову надійність, а також ефективність технічного обслуговування.

Якщо прийняти $P_\infty = 1$, то отримаємо модель зміни надійності, яка залежить від двох параметрів:

$$P_j(t) = 1 - (1 - P_0) e^{-E_j t}. \quad (5.28)$$

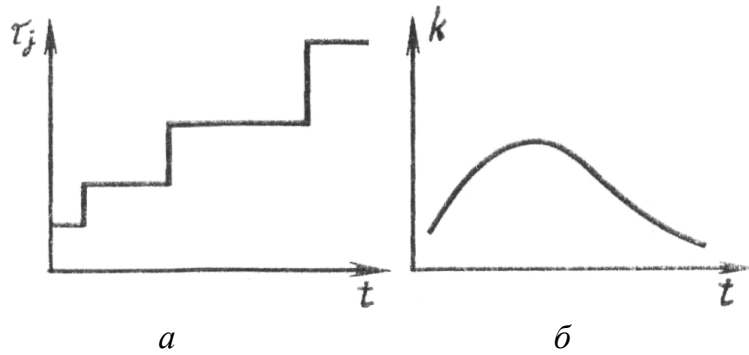


Рис. 5.2. Зміни в часі, побудовані за апіорною інформацією: *a* – періодичності перевірок при технічному обслуговуванні; *б* – інтенсивності доопрацювання

Оскільки в процесі експлуатації показники надійності оцінюють за великим обсягом інформації, можна вважати, що оцінка P має нормальне розподілення. Тому для визначення оцінок P^* , P_0^* , E^* можна використати частий випадок методу правдоподібності – метод найменших квадратів.

Прологарифмувавши рівняння (5.28), введемо позначення $A = \ln(1 - P_0)$, $Z_i = \ln(1 - P_j)$. При цьому $Z_i = A - E t$.

У результаті отримаємо лінійну функцію Z_i відносно аргументу t , для якої нормальне рівняння має вигляд [39]

$$\sum_I^n (Z_i + E t - A) t = 0; \quad \sum_I^n (Z_i + E t - A) = 0. \quad (5.29)$$

Із розв'язання (5.29) знаходимо

$$E^* = \frac{\sum_I^n Z_i t_i + t^* \sum_I^n Z_i}{n t^* - \sum_I^n t_i^2}; \quad A^* = \frac{1}{n} \sum_I^n Z_i - E^* t^*; \quad t^* = \frac{1}{n} \sum_I^n t_i, \quad (5.30)$$

де $*$ – позначені шукані параметри.

Початкову ймовірність безвідмовної роботи оцінюють за залежністю

$$P_0^* = 1 - e^{-\Lambda^*}, \quad (5.31)$$

де Λ^* – сумарна інтенсивність відмов приводу.

5.4. Прогнозування характеристик приводу методом марківської апроксимації

Експлуатація приводу супроводжується зношуванням елементів, не-

зворотними змінами властивостей матеріалів, старінням й іншими процесами, які залежать від часу. Тому прогнозування дозволяє визначити зміну характеристик приводу в часі залежно від цих факторів.

У результаті опрацювання даних експлуатації для елементів приводу можна побудувати розподілення параметра, який характеризує його працездатність в часі. Наприклад на рис. 5.3 показано розподілення зазорів поршневої пари аксіально-поршневої групи аксіально-поршневого двигуна залежно від часу напрацювання (штриховою лінією вказано допуск на зазори). Для кількісного прогнозування працездатності необхідно формалізувати функціонування, тобто вибрати математичну модель. У загальному випадку сукупність параметрів приводу, які характеризують його працездатність, можна подати як компонент випадкового вектора $V(t)$ у n -вимірному просторі, де n – кількість параметрів. Внаслідок того, що всі функціональні параметри приводу задаються допустимими межами зміни, для кожного параметра y_i визначений інтервал можливих значень $[a_i \ b_i]$, у межах якого забезпечується нормальне функціонування.

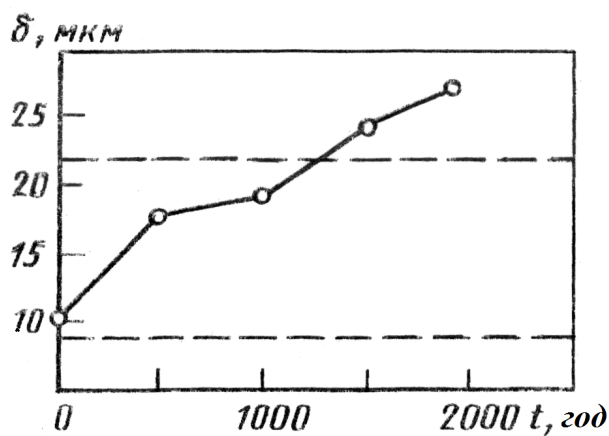


Рис. 5.3. Розподілення зазорів у поршневій парі

У загальному випадку прогнозування стану приводу в довільний момент часу можна здійснити розв'язанням стохастичного рівняння вигляду $V(t) - a = 0$, де $V(t)$ – випадковий вектор параметрів; a – область його допустимих значень. Зазначимо, що розв'язання цього рівняння пов'язане з великими труднощами.

Однак працездатність приводу можна охарактеризувати одним чи декількома узагальненими параметрами. Внаслідок цього загальне стохастичне рівняння у n -вимірному просторі може бути зведено до рівняння вигляду

$y(t) - a(t) = 0$ (де $y(t)$ – випадкова функція зміни в часі визначального параметра; $a(t)$ – часткові допустимі значення випадкової функції в різні моменти часу), яке описує одновимірний випадковий процес. Випадкову функцію $y(t)$ можна отримати на основі обробки стохастичних даних, отриманих від заводу, ремонтних підприємств та закладів, у яких експлуатується привід. У деяких випадках функцію $y(t)$ можна апроксимувати лінійною залежністю, тоді для двостороннього обмеження рівняння прогнозу можна подати у вигляді $y_0 + y_1(t) - a = 0$; $y_0 + y_2(t) - b = 0$, де y_0 – випадкове початкове значення параметра; y_1 і y_2 – випадкові швидкості зміни параметра.

Час працездатного стану визначається мінімальним часом, отриманим зі співвідношення $t_1 = (a_1 - y_0)/y_1$; $t_2 = (b_1 - y_0)/y_2$. Аналогічно можна прогнозувати працездатний стан при будь-якому законі апроксимації випадкового процесу $y(t)$.

Модель прогнозування, яка розглядалась, дійсно, не повністю описує динаміку функціонування та потребує різномірної статистичної інформації.

Деякою мірою вказаний недолік можна усунути, якщо використати марківський процес з кусково-лінійною апроксимацією. Марківський процес визначається двовимірною щільністю ймовірності $f(y_0, y_1, t_0, t_1) =$

$$f(y_0, t_0)P\left(\frac{y_1, t_1}{y_0, t_0}\right), \text{ де } f(y_0, t_0) - \text{одномірна щільність ймовірності};$$

$$P\left(\frac{y_1, t_1}{y_0, t_0}\right) - \text{щільність ймовірності переходу } y_0 \text{ в стан } y_1.$$

Таким чином, використовуючи марківське співвідношення, прогнозування стану приводу можна здійснити тільки за одним його параметром, і задача зводиться до визначення ймовірності того, що в деякий момент часу $t > t_0$ параметр стану приводу знаходиться у заданих межах $a < y < b$.

Нехай працездатність приводу прогнозується параметром $y(t)$, наприклад значенням зазору в механічній парі. Проведемо квантування випадкової функції $y(t)$, рис. 5.4. Для цього увесь діапазон допустимих змін $y(a, b)$ розіб'ємо на декілька рівнів, наприклад $\Delta y_1, \Delta y_2, \Delta y_3$. Привід знаходиться у працездатному стані, якщо $y(t)$ знаходиться в інтервалі квантування $(a, b) = \Delta y_i, i = 0, 1, 2$. Інтенсивність (швидкість) перетину процесом $y(t)$ рі-

вня квантування Δy позначимо через v , вона визначається за статистичними даними. Величина v_i характеризує середню швидкість збільшення параметра y в інтервалі квантування.

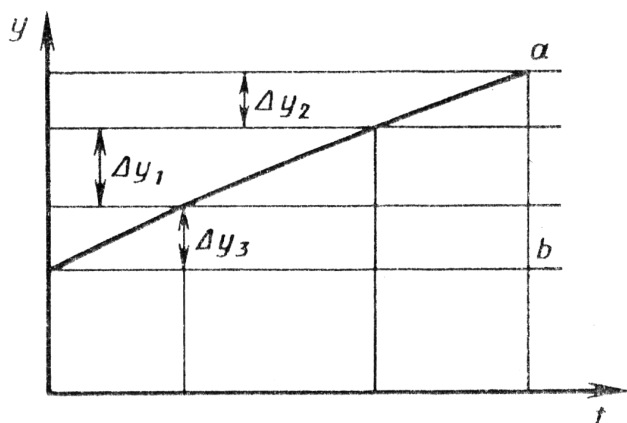


Рис. 5.4. Квантування функції за часом

Ймовірність перебування привода у момент часу t у i -му стані (рівні квантування) визначається рівнянням марківського процесу [39]:

$$P_i = -v_i P_i(t) + v_{i-1} P_{i-1}(t), \quad i = 0, 1, 2. \quad (5.32)$$

Початкові умови: при $t_0 = 0$ $P_i(0) = P_0$.

Систему рівнянь (5.32) розв'язуємо за допомогою перетворення Лапласа:

$$\begin{aligned} P_0(t) &= P_0 e^{-v_0 t}; \quad P_1(t) = \frac{v_0 P_0}{v_1 - v_0} e^{-v_0 t} + \left(P_1 - \frac{v_0 P_0}{v_1 - v_0} \right) e^{-v_1 t}; \\ P_2(t) &= \frac{v_0 v_1 P_0}{(v_1 - v_0)(v_2 - v_0)} e^{-v_0 t} + \left[\frac{v_1 P_1}{v_2 - v_1} - \frac{v_0 v_1 P_0}{(v_1 - v_0)(v_2 - v_1)} \right] e^{-v_1 t} + \\ &+ \left[P_2 + \frac{v_1 P_1}{v_2 - v_1} + \frac{v_0 v_1 P_0}{(v_1 - v_0)(v_2 - v_0)} \right] e^{-v_2 t}; \\ P_3(t) &= 1 - \sum_0^2 P_i(t). \end{aligned} \quad (5.33)$$

З урахуванням системи рівнянь (5.33) ймовірність безвідмовної роботи приводу визначалася такою залежністю

$$P(t) = 1 - P_3(t), \quad (5.34)$$

Щільність цієї ймовірності

$$f(t) = P(t) \sum v_i. \quad (5.35)$$

Математичне очікування

$$m_y(t) = P(t) \sum y_i. \quad (5.36)$$

Дисперсія

$$\sigma_y^2(t) = P(t) \sum y_i^2 - m_y(t)^2. \quad (5.37)$$

Квантування рівня y_i треба вибирати оптимальними з точки зору найменшого відхилення характеристики $y(t)$ від експериментальних даних. Дослідження показали, що задовільний збіг експериментальних даних з теоретичним розподіленням дає залежність [39]

$$y_i^* = y_i - k \Delta \delta_i, \quad (5.38)$$

де $k = 0,67 \dots 0,8$ – коефіцієнт осереднення.

Приклад 5.2. Здійснити прогнозування надійності лабіринтно-гвинтового насоса методом марківської апроксимації. В [22] встановлено, що визначальним параметром який характеризує працездатність лабіринтно-гвинтового насоса, є зношення виступів нарізок втулки та гвинта. За даними експериментальних досліджень, проведеними в ПАТ “ХЕМЗ-ІРЕС”, лабіринтно-гвинтового насоса з 18 однаковими робочими органами встановлені значення зношення виступів нарізок втулки та гвинта δ . Результати експериментальних значень (точки) δ залежно від часу експлуатації t зображено на рис. 5.5.

Ймовірність знаходження відносного значення зношення виступів нарізок втулки та гвинта в момент часу t в i -му стані (рівні квантування) – P_i (ймовірність безвідмовної роботи насоса) визначається рівняннями марківського процесу (5.32).

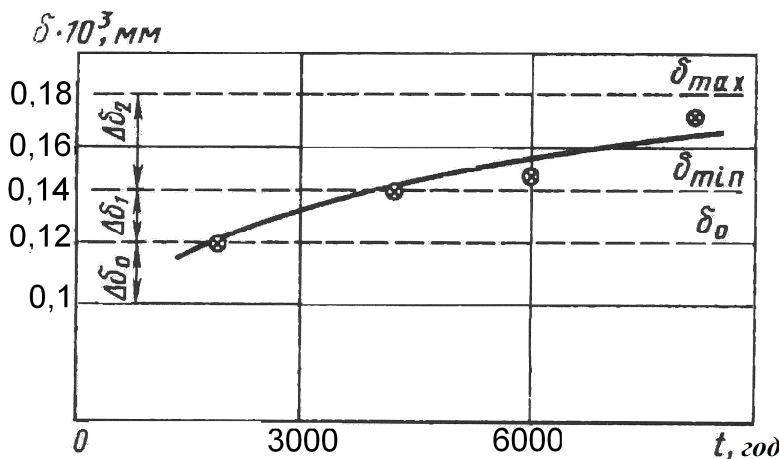


Рис. 5.5. Зміна зазору між нарізками гвинта та втулки лабіринтно-гвинтового насоса

Використовували формули (5.32) – (5.37), в які замість y_i підставляли δ – значення діаметрального зазору між нарізками гвинта та втулки. Оскільки на початку експлуатації $\delta = 0$, то як початкові значення ймовірностей станів при $t = 0$ приймали $P_0 = 1, P_1 = P_2 = P_3 = 0$. Відзначимо, що на рис. 6.5 межі поля допусків

$\delta_{\max} = a$ і $\delta_{\min} = e$ задані технічними умовами. На трьох рівнях робили квантування поля зношування:

$$t_0 = 2000 \text{ год}; \Delta\delta_0 = \delta(t_0) - \delta_0(0) = 0,019 \cdot 10^{-3} \text{ мм};$$

$$t_1 = 2500 \text{ год}; \Delta\delta_1 = \delta(t_1) - \delta(t_0) = 0,037 \cdot 10^{-3} \text{ мм};$$

$$t_2 = 10000 \text{ год}; \Delta\delta_2 = \delta(t_2) - \delta_0(t_1) = 0,076 \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$$

Визначали інтервали квантування в часі: $t_0^* = 2000$ год; $t_1^* = 2500$ год; $t_2^* = 10000$ год. Розраховували інтенсивності переходів за рівнями квантування – коефіцієнти рівнянь ймовірності працездатного стану насоса:

$$v_0 = 1/t_0^* = 1/2000 = 0,5 \cdot 10^{-3}; v_1 = 1/t_1^* = 1/2500 = 0,4 \cdot 10^{-3}; v_2 = 1/t_2^* = 1/10000 = 0,09 \cdot 10^{-3}.$$

Задавалися часом t та за системою рівнянь (5.33) знаходили значення $P_i(t)$ та за формулою (5.34) $P(t)$. Результати розрахунків наведено на рис. 5.6.

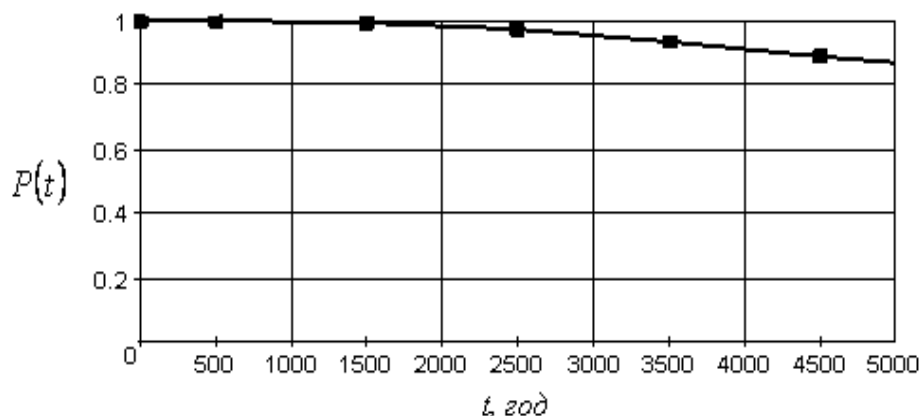


Рис. 5.6. Залежність ймовірності безвідмовної роботи насоса від часу

Ймовірності безвідмовної роботи лабіринтно-гвинтового насоса для 4500 годин роботи становить 0,891, при цьому математичне очікування становить $0,12 \cdot 10^{-3}$ мм, а дисперсія – $0,0011 \cdot 10^{-6}$ мм². Таким чином ймовірність безвідмовної роботи насоса розрахована із задовільною точністю.

5.5. Прогнозування надійності приводу методом експертних оцінок

Розглянуті методи прогнозування надійності і характеристик приводу потребують інформації про його працездатність, яку можна отримати після тривалої експлуатації приводу, що знижує цінність отриманих відомостей. Це пояснюється тим, що конструкція приводу і технологія його виготовлення безперервно удосконалюються та змінюються. Крім того, багато важли-

вих факторів, які впливають на надійність приводу, взагалі не виділяються та не аналізуються. Тому в прогнозуванні надійності, крім методів статистичного аналізу, використовують і евристичні методи, зокрема, метод експертних оцінок, який базується на здатності експерта (висококваліфікованого фахівця у цій галузі) давати корисну інформацію в умовах кількісної невідомості. Відомий достатньо древній метод експертної оцінки Дельфи, при якому експерти проводять оцінювання ізольовано один від одного в три тури.

У першому турі всі експерти встановлюють оцінки явища, яке розглядається. В другому турі експерти знайомляться з оцінками інших експертів, авторство яких невідоме, і здійснюють обмін думками з аргументацією та критикою оцінок. У третьому турі встановлюються екстремальні та середні результатів опитування усіх експертів. При збігу думки усіх експертів подальше опитування припиняється.

Найбільш ефективним є метод незалежного експертного оцінювання або метод рангової кореляції. Суть методу полягає в тому, що групі фахівців-експертів ставлять ряд питань, які стосуються явища, яке прогнозується. Кожний експерт на підставі досвіду та знань висловлює свою думку. Прогноз визначається відповідним опрацюванням відповідей експертів. У цьому випадку думка експертів інтерпретується у вигляді інтелектуального статистичного експерименту.

Метод експертних оцінок доцільно використовувати для вирішення таких завдань:

- 1) прогнозування перспектив розвитку, обґрунтування розроблення нових схем та покращення параметрів приводу;
- 2) визначення показників надійності в умовах, коли використання інших методів неможливе через відсутність апріорної інформації;
- 3) ранжування випадкових величин у порядку значимості (показників надійності, факторів, які визначають надійність, тощо).

Прогнозування цим методом проводиться так. Передусім ставиться задача прогнозування. Наприклад, необхідно ранжувати, тобто розташувати в ряд за значимістю, фактори, які визначають надійність приводу з підвищенням тиску у гідроприводі. При розв'язанні задачі прогнозування може бути два варіанти: експертам пред'являється набір факторів та ставиться за-

вдання ранжувати ці фактори або експерти самі призначають фактори і їх ранжують. У подальшому розглядаємо тільки перший варіант розв'язання, як найбільш поширений.

Формується група експертів, при цьому насамперед до неї залучають фахівців цієї галузі науки, які мають схильність до аналізу та узагальнення, достатньо ерудовані у сумісних галузях техніки. Крім того, експерти не повинні бути особисто зацікавленими у результатах прогнозування. Зазначимо, що збільшення кількості експертів приводить до надлишку інформації та до зростання інтелектуального шуму. Тому, як показують дослідження, оптимальна кількість експертів становить 5 ... 10.

Наступним принциповим моментом експертних оцінок при ранжуванні будь-яких явищ або процесів є оцінка ваги (рангу) явища у загальній сукупності. Зазвичай ранги позначають порядковими чи дрібними числами. Експерт присвоює кожному фактору відповідний ранг. Найбільш несприятливому факторові присвоюють високий ранг, а фактору, який має найменший вплив на надійність, – більш низький ранг. Значення тих чи інших ознак, які можна виміряти, подають у рамках шкали вимірів випадкових величин з присвоєними відповідними рангами. Таке підпорядкування не є точним способом порядкових відношень ряду між експертами і не дозволяє судити, наскільки вони близько розташовані один до одного на шкалі вимірів. Однак, втрачаючи в точності, процес ранжування виграє в узагальненні підходів, оскільки підпорядкування елементів інваріантне відносно зміни масштабу шкали порівняння.

Для визначення функцій, які нормують вагу характеристик $\varphi(i)$, де i – характеристика або фактор, який необхідно нормувати. Можна записати такі умови спільності:

$$\begin{aligned} \varphi(i) &= 1, \text{ при } i = 1; \varphi(i) = 0, \text{ при } i = \infty; \\ \lim_{i \rightarrow \infty} \frac{\varphi(i+1)}{\varphi(i)} &= 1 < \rho, \text{ при } i \rightarrow \infty; |\varphi(i)| > |\varphi(i+1)|, \text{ при } 1 < i < \infty. \end{aligned}$$

Перші дві умови відображає той факт, що в ранжуванні послідовності характеристик вага першої дорівнює одиниці, а остання при наближенні їх до нескінченності, нулю. Це не виключає можливості мати вагу декількох характеристик, які дорівнюють нулю або одиниці. Перші три умови визначають нормуючу функцію ваги у вигляді

$$\varphi(i) = i/a^{i-1}.$$

Четверта умова може бути виконана шляхом підбору параметра a . Встановлено, що $a = 2$ [39]. Таким чином нормуюча функція ваги визначається за залежністю

$$\varphi(i) = i/2^{i-1}. \quad (5.39)$$

Відповідно до залежності (5.39) експерт кожному фактору присвоює ранг від 1 до 0 за ступенем зменшення його впливу на явище, яке розглядається. Коли такі оцінки отримані від експертів, то вважають, що дійсне значення досліджуваної величини знаходиться всередині діапазону оцінок та узагальнена колективна думка є цілком достовірною.

Оцінка усіх експертів зводиться в матрицю рангів

$$|\varphi(j, i)| = \begin{vmatrix} \varphi_{11} & \varphi_{12} & \dots & \varphi_{1n} \\ \varphi_{21} & \varphi_{22} & \dots & \varphi_{2n} \\ . & . & \dots & . \\ . & . & \dots & . \\ \varphi_{1m} & \varphi_{2m} & \dots & \varphi_{mn} \end{vmatrix},$$

де $\varphi(j, i)$ – ваги або ранги факторів; i – номер експерта ($i = 1, 2, \dots, n$); j – номер фактора ($j = 1, 2, \dots, m$).

Оскільки, експерти присвоюють ранги в порядку зменшення впливу несприятливих факторів, самим впливовим факторів буде той, у якого сума рангів найбільша.

Метод експертних оцінок має два способи обробки думок експертів. Перший базується на використанні звичайних правил математичної статистики. Другий є евристичним. Експертам надається послідовність характеристик чи факторів, які вони ранжують, шляхом присвоєння кожній i -й характеристиці ваги $\varphi(i)$. На підставі цих даних можна встановити аналітичний зв'язок між вагою характеристики і номером, який вона займає у ранжованій послідовності.

Середнє арифметичне значення ваги i -ї характеристики, за думкою усіх експертів, визначають за формулою

$$\bar{\varphi}_{i,j} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \varphi_{i,j}, \quad (5.40)$$

де n – кількість експертів; $\varphi_{i,j}$ – вага, вказана i -м експертом за j -ю характеристикою.

Середню відносну вагу фактора розраховували за формулою

$$\tilde{\varphi}_{0i,j} = \bar{\varphi}_{i,j} / \sum_1^m \varphi_{i,j}, \quad (5.41)$$

де m – кількість факторів, які оцінюються.

Розташування цих характеристик в ряду факторів (i) є достатнім для ранжування факторів, оскільки розташування за величинами $\varphi(i)$ або $\tilde{\varphi}_0(i)$ вже вказує на розташування рангів, а отже, і на значимість факторів.

Ступінь узгодженості думок експертів оцінюється статистичними та евристичними показниками. Статистичними показниками є дисперсія і коефіцієнт варіації.

За кожним фактором, що оцінюється j , його середньоквадратичне відхилення та коефіцієнт варіації розраховують за такими формулами:

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_1^m [\varphi_{i,j} - \bar{\varphi}_{i,j}]^2}, \quad (5.42)$$

$$\tilde{v}_i = \sigma_i / \bar{\varphi}_{i,j}. \quad (5.43)$$

Коефіцієнт варіації є непрямым показником узгодженості думок експертів про цей фактор. Чим менше коефіцієнт варіації, тим більше узгодженість думок експертів. Кінцевий висновок про узгодженість думок експертів формулюються за загальною сукупністю характеристик та факторів на підставі евристичних показників. Зазвичай використовують коефіцієнт конкордації (узгодженості) [39]

$$\tilde{W} = \frac{12 \sum_1^m \tilde{d}_i^2}{n^2(m^3 - m) - n \sum_1^m \tilde{T}_i}. \quad (5.44)$$

Для визначення коефіцієнта конкордації необхідно визначити порядковий номер (місце), який має цей ранг у послідовності, що ранжується, призначеній експертами за всіма факторами. Якщо декілька експертів вказали однакову вагу, то ранг визначається як середнє значення відповідних номерів. Критерій $\tilde{W} = 1$ свідчить про повну узгодженість думок експертів, $\tilde{W} = 0$ – про повну неузгодженість.

У формулі (5.44) відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення розраховують за залежністю

$$\tilde{d}_i = \tilde{s}_i - \tilde{s}, \quad (5.45)$$

а показник зв'язку рангів

$$\tilde{T}_i = \sum_1^{\tilde{L}} (\tilde{t}_i^3 - \tilde{t}_i), \quad (5.46)$$

де \tilde{L} – кількість груп рангів; \tilde{t}_i – кількість зв'язаних рангів в \tilde{l} -й групі.

Сума рангів та середня сума рангів розраховуються за залежностями:

$$\tilde{s}_i = \sum_1^n \tilde{\rho}_j, \quad \tilde{s} = \sum_1^m \tilde{s}_i / m, \quad (5.47)$$

де $\tilde{\rho}_j$ – ранг характеристики фактора, який впливає на надійність приводу.

Значення коефіцієнта конкордації підпорядковуються χ^2 -розподілу, який розраховують за залежністю [39]

$$\chi_{\text{ср}}^2 = \frac{12 \sum_1^m \tilde{d}_i^2}{n m (m+1) - \frac{1}{n-1} \sum_1^v \tilde{T}_i}. \quad (5.48)$$

Розраховують степінь вільності $\tilde{v} = n - 1$ та задаються рівнем довіри $\tilde{\gamma}$. За таблицями (додаток Б) знаходять значення квантиля $\chi_{\text{т}}^2(\tilde{\gamma}, \tilde{v})$ -розподілу. Роблять висновок щодо узгодженості оцінок експертів при заданому рівні довіри $\tilde{\gamma}$.

Приклад 5.3, [22]. При прогнозуванні надійності лабіринтно-гвинтового насоса методом експертних оцінок залучалися п'ять провідних фахівців ПАТ “ХЕМЗ-ІРЕС”. На першому етапі експерти визначили фактори, які, на їх думку, найбільш суттєво впливають на надійність лабіринтно-гвинтового насоса. Це: 1 – зношення виступів нарізок втулки та гвинта; 2 – зношення гвинтової канавки втулки та гвинта; 3 – зношення торцевого ущільнення; 4 – запарафування гвинтової канавки втулки та гвинта.

На другому етапі експерти, незалежно один від одного, присвоїли кожному фактору ранг від 1 до 0 за ступенем зменшення його впливу на явище, яке розглядається, табл. 5.2. Зазначимо, що дійсне значення рангу кожного фактора знаходиться всередині діапазону оцінок та узагальнена думка експертів є цілком достовірною.

На третьому етапі розраховували середньоарифметичну вагу, середню відносну вагу і середньоквадратичне відхилення фактора та коефіцієнт варіацій. Для розрахунку використовували формули (5.40) – (5.43). Результати розрахунку наведено в нижній частині табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Вага, середньоарифметична вага, середня відносна вага і середньоквадратичне відхилення факторів, які впливають на надійність лабіринтно-гвинтового насоса, та коефіцієнт варіацій

Номер експерта, j	Номер фактора, i			
	1	2	3	4
1	1,0	0,9	0,8	0,4
2	1,0	0,8	0,9	0,5
3	0,8	1,0	0,9	0,5
4	0,9	0,7	0,8	1,0
5	0,8	0,5	1,0	0,6
Розраховані параметри				
$\bar{\varphi}_{i,j}$	0,9	0,78	0,88	0,6
$\tilde{\varphi}_{0 i,j}$	0,28	0,247	0,278	0,19
σ_i	0,09	0,172	0,075	0,21
\tilde{v}_i 100%	9,89	22,05	8,52	35,0

На четвертому етапі визначали ранги характеристик факторів, які впливають на надійність лабіринтно-гвинтового насоса, суми рангів, відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення та показників зв'язку рангів. Для визначення рангів заповнювали табл. 5.3. У її лівому верхньому куті записані ваги характеристик, взятих з верхньої частини табл. 5.2. Якщо у вагах в послідовності, що ранжується, k експертів вказали однакову вагу, то рангом є середнє значення натурального ряду чисел. Якщо вага зустрічалась один раз, то ранг є наступним членом натурального ряду чисел.

Суми рангів характеристик факторів, які впливають на надійність лабіринтно-гвинтового насоса, відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення та показник зв'язку рангів розраховували за формулами (5.45) – (5.47). Результати розрахунку наведено в нижній частині табл. 5.3.

Висновки щодо узгодженості думки експертів формулювали, використовуючи коефіцієнт конкордації. Розрахований за формулою (5.44) коефіцієнт конкордації становив 0,9394. Таким чином думка експертів є узгодженою, $\tilde{W} \approx 1$. Розраховували квантиль $\chi^2_{\text{ср}}$ -розподілу за залежністю (5.48).

Таблиця 5.3 – Ранги характеристик факторів які впливають на надійність лабіринтно-гвинтового насоса, та суми рангів, відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення та показників зв'язку рангів

	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$	$i = 4$
	1,0 $(1+2)\frac{1}{2}=1,5$	1,0 1,0	1,0 1,0	1,0 1,0
	0,9 3,0	0,9 2,0	0,9 $(2+3)\frac{1}{2}=2,5$	0,9 0
	0,8 $(4+5)\frac{1}{2}=4,5$	0,8 3,0	0,8 $(4+5)\frac{1}{2}=4,5$	0,8 0
	0,7 –	0,7 4,0	0,7 –	0,7 0
	0,6 –	0,6 0	0,6 –	0,6 5,0
	0,5 –	0,5 6,0	0,5 –	0,5 $(6+7)\frac{1}{2}=6,5$
	0,4 –	0,4 –	0,4 –	0,4 8,0
Розраховані параметри				
\tilde{s}_i	9,0	16,0	8,0	20,5
\tilde{d}_i	-4,375	2,625	-5,375	7,125
\tilde{T}_i	12	0	12	6

Розраховували степінь вільності $\tilde{v} = m - 1 = 5 - 1 = 4$ та задавались рівнем довіри $\tilde{\gamma} = 0,95$. За таблицями (додаток Б) знаходили значення квантиля $\chi^2_{\tilde{\gamma}, \tilde{v}}$ -розподілу. Для $\chi^2_{\tilde{\gamma}, \tilde{v}}(0,95,4) = 9,49$, а розрахований за формулою (5.48) – 13,71. $\chi^2_{\text{ср}} > \chi^2_{\tilde{\gamma}, \tilde{v}}$, тобто оцінки експертів є узгодженими при заданому рівні довіри $\tilde{\gamma} = 0,95$.

Ранжування факторів за даними з табл. 5.2 дозволило встановити, що параметрами, які визначають надійність лабіринтно-гвинтового насоса є: $\overline{\varphi}(1) = 0,9$ – зношення виступів нарізок втулки та гвинта; $\overline{\varphi}(2) = 0,88$ – зношення торцевого ущільнення; $\overline{\varphi}(3) = 0,78$ – зношення гвинтової канавки втулки та гвинта; $\overline{\varphi}(4) = 0,6$ – запарафування гвинтової канавки втулки та гвинта. Таким чином при проектуванні лабіринтно-гвинтового насоса необхідно в першу чергу забезпечити зменшення зношення виступів нарізок втулки та гвинта.

5.6. Визначення параметричних запасів працездатності

Припустимо, що процес функціонування приводу описується функціональними параметрами $y_1, y_2, \dots, y_i, \dots, y_z$ і для кожного з них у технічному завданні (ТЗ) визначені допустимі межі $[y_1]^{TЗ}, [y_2]^{TЗ}, \dots, [y_i]^{TЗ}, \dots, [y_z]^{TЗ}$.

Під запасом працездатності приводу за y_i функціональним параметром будемо розуміти різницю $\Delta y_i^{3п}(t)$ між нормованим за ТЗ значенням i -го параметра $[y_i]^{TЗ}$ і його реалізацією $\tilde{y}_i(t)$ у момент напрацювання t , тобто $\Delta y_i^{3п}(t) = [y_i]_{\text{в}}^{TЗ} - \tilde{y}_i(t)$ – у разі обмеження параметра зверху; $\Delta y_i^{3п}(t) = \tilde{y}_i(t) - [y_i]_{\text{н}}^{TЗ}$ – у разі обмеження параметра знизу.

Під коефіцієнтом запасу працездатності приводу за y_i -м функціональним параметром $\eta_{y_i}(t)$ розуміють співвідношення між нормованим за ТЗ значенням y_i -го функціонального параметра $[y_i]^{TЗ}$ і його реалізацією $y_i(t)$ в момент напрацювання t , тобто [34]: $\eta_{y_i}(t) = [y_i]_{\text{в}}^{TЗ} / y_i(t)$ – у разі обмеження параметра зверху; $\eta_{y_i}(t) = y_i(t) / [y_i]_{\text{н}}^{TЗ}$ – у разі обмеження параметра знизу.

Визначення на етапі проектування приводів значень запасів працездатності за змінами його вихідних функціональних параметрів $\Delta y_{i0}^{3п}(t_0)$ та відповідних коефіцієнтів запасу працездатності $\eta_{y_0}(t_0)$, що забезпечили протягом усього періоду експлуатації приводу перебування функціональних параметрів у межах допустимої області із заданою ймовірністю $[P_{y_i}]^{TЗ}$, будеться на ймовірнісних оцінках можливості виходу функціональних параметрів за доступні межі в будь-який довільний момент експлуатації.

Розглянемо розв'язання цієї задачі для двох випадків обмеження y_i -го функціонального параметра приводу: зверху й знизу. Приймаємо такі припущення: зміна функціонального параметра $y_i(t)$ приводу протягом періоду його експлуатації є випадковим процесом з нормальним розподілом; зміна детермінованої основи (математичного очікування) y_i -го функціонального параметра $m_{y_i}(t)$ може бути подана монотоннозростаючою (чи монотонно-

спаданою) степеневою функцією від напрацювання t у вигляді

$$m_{y_{it}}(t) = m_{y_{i0}}(t_0) + ct^\alpha,$$

або залежно від кількості блок-циклів спрацювання $n_{\text{бц}}$

$$m_{y_{iN}}(n_{\text{бц}}) = m_{y_{i0}} + k n_{\text{бц}}^\beta,$$

де c і k – коефіцієнти, що визначають швидкість зміни математичного очікування $m_{y_i}(t)$ y_i -го функціонального параметра відповідно до напрацювання t або блок-циклів спрацювань приводу $n_{\text{бц}}$; α і β – відповідні степеневі коефіцієнти степеневої функції.

Окремим випадком степеневої функції за $\alpha = 1$ (чи $\beta = 1$) розглядається лінійний закон зміни математичного очікування параметра $m_{y_i}(t)$ y_i -го функціонального параметра, а закон розподілу $m_{y_i}(t)$ y_i -го функціонального параметра у кожному t_j -му перерізі процесу експлуатації не змінюється протягом заданого напрацювання.

Запаси працездатності приводу за y_i -м параметром після $n_{\text{бц}}$ блок-циклів спрацювання визначається:

– у разі обмеження параметра зверху $\Delta y_{i_n}(t) = [y_i]_{\text{В}}^{\text{TЗ}} - m_{y_n}$;

– у разі обмеження параметра знизу $\Delta y_{i_n}(t) = m_{y_n} - [y_i]_{\text{Н}}^{\text{TЗ}}$.

Тоді умова працездатності приводу має вигляд

$$\Delta y_{1_n} \geq 0; \Delta y_{2_n} \geq 0; \dots \Delta y_{i_n} \geq 0; \dots \Delta y_{z_n} \geq 0. \quad (5.49)$$

Дослідження змін функціональних параметрів приводу, доповнені за результатами ресурсних випробувань, свідчать про те, що вони носять не відновлювальний характер і можуть бути зображені випадковим процесом з монотонними реалізаціями.

У разі обмеження y_i -го функціонального параметра приводу зверху (або знизу) оцінку ймовірності безвідмовної роботи приводу за змінами його функціональних параметрів можна одержати з виразу [34]

$$P_{y_i}(t, n) = F(u_{y_i}); \quad (5.50)$$

$$u_{y_i} = \frac{[y_i]_{\text{В}}^{\text{TЗ}} - m_{y_{in}}}{S_{y_{in}}} = \frac{[y_i]_{\text{В}}^{\text{TЗ}} - m_{y_{in}}}{m_{y_{in}} v_{y_{in}}}, \quad (5.51)$$

якщо $y_i \leq [y_i]_{\text{в}}^{\Gamma 3}$; або

$$u_{y_i} = \frac{\tilde{y}_{in} - [y_i]_{\text{н}}^{\Gamma 3}}{\tilde{y}_{y_{in}}} = \frac{\tilde{y}_{in} - [y_i]_{\text{н}}^{\Gamma 3}}{\tilde{y}_{y_n} v_{y_{in}}}, \quad (5.51a)$$

якщо $y_i \geq [y_i]_{\text{н}}^{\Gamma 3}$,

де $F(\cdot)$ – знак функції нормованого нормального розподілу; u_{y_i} – квантиль розподілу y_i параметра; $m_{y_{in}}$, $S_{y_{in}}$ і $v_{y_{in}}$ – вибіркові оцінки математичного очікування, середнього квадратичного відхилення і коефіцієнта варіації y_i -го функціонального параметра приводу $n_{\text{бц}}$ блок-циклів відпрацювання.

Аналіз виразів (5.51) і (5.51 а), який ще називають “рівнянням зв’язку”, показує, що на етапі проектування приводів, коли $[y_i]_{\text{в}}^{\Gamma 3} = \text{const}$, оцінка ймовірності безвідмовної роботи проектного приводу залежить від параметрів $m_{y_{in}}$, $S_{y_{in}}$ і $v_{y_{in}}$. Таким чином, розподіл випадкових значень y_i -го функціонального параметра в t -му перерізі процесу відпрацювання ресурсу (або після $n_{\text{бц}}$ блок-циклів спрацювань) визначається параметрами $m_{y_{it}}$, $S_{y_{it}} = m_{y_{it}} v_{y_{it}}$ (або $m_{y_{in}}$, $S_{y_{in}} = m_{y_{in}} v_{y_{in}}$).

Оскільки параметри розподілу $m_{y_{in}}$ та $v_{y_{in}}$ змінюються під дією експлуатаційних навантажень $R_{\text{екс}}^{\Sigma}$ і за кількістю блок-циклів спрацювань $n_{\text{бц}}$, їх можна зобразити у вигляді функцій:

$$m_{y_{in}} = f_{m_{yi}}(R_{\text{екс}}^{\Sigma}, n_{\text{бц}}); \quad (5.52)$$

$$v_{y_{in}} = f_{v_{yi}}(R_{\text{екс}}^{\Sigma}, n_{\text{бц}}), \quad (5.53)$$

де $R_{\text{екс}}^{\Sigma}$ – сумарні експлуатаційні навантаження різної природи, які викликають невідомні зміни у конструкції приводу.

Параметри розподілу y_i -го функціонального параметра приводу після $n_{\text{бц}}$ блок-циклів спрацювань можуть бути визначені через їхні початкові значення $m_{y_{i0}}$ та $v_{y_{i0}}$ та відповідні прирости $\Delta m_{y_{in}}$, $\Delta m_{y_{iR}}$, $\Delta v_{y_{in}}$, $\Delta v_{y_{iR}}$ унаслідок дії навантажень, що виникають під час спрацювання приводу, та дії інших експлуатаційних факторів (інших експлуатаційних навантажень):

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} (1 + \Delta m_{y_{in}} / m_{y_{i0}} + \Delta m_{y_{iR}} / m_{y_{i0}}) = m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{in}} + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}); \quad (5.54)$$

$$v_{y_{in}} = v_{y_{i0}} (1 + \Delta v_{y_{in}} / v_{y_{i0}} + \Delta v_{y_{iR}} / v_{y_{i0}}) = v_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{v}_{y_{in}} + \Delta \bar{v}_{y_{iR}}), \quad (5.55)$$

де $\Delta m_{y_{in}} / m_{y_{i0}} = \Delta \bar{m}_{y_{in}}$, $\Delta m_{y_{iR}} / m_{y_{i0}} = \Delta \bar{m}_{y_{iR}}$ – відносна зміна математичного очікування параметра y_i після N блок-циклів спрацювань внаслідок дії навантажень, що виникають під час спрацювання приводу, та внаслідок дії за цей час інших експлуатаційних факторів; $\Delta v_{y_{in}} / v_{y_{i0}} = \Delta \bar{v}_{y_{in}}$, $\Delta v_{y_{iR}} / v_{y_{i0}} = \Delta \bar{v}_{y_{iR}}$ – відносна зміна коефіцієнта варіації параметра y_i після N блок-циклів спрацювань внаслідок дії навантажень, що виникають під час спрацювання приводу, та внаслідок дії за цей час інших експлуатаційних факторів.

Подальше розв'язання задачі зводиться до пошуку початкових значень $m_{y_{i0}}$, $v_{y_{i0}}$ та відповідних приростів $\Delta m_{y_{in}}$, $\Delta m_{y_{iR}}$, $\Delta v_{y_{in}}$, $\Delta v_{y_{iR}}$. Ці дані можуть бути знайдені шляхом узагальнення експериментальних даних, одержаних у результаті досліджень виробів-аналогів.

Якщо не розглядати випадковості, пов'язані з помилками виконавців або порушеннями технології виготовлення приводів, то в процесі зміни їх функціональних параметрів можна виділити такі закономірності:

- функціональні параметри приводу однієї фізичної природи під впливом тих самих експлуатаційних навантажень змінюються подібним чином;
- початкові значення коефіцієнта варіації $v_{y_{i0}}$ функціональних параметрів приводу однієї фізичної природи і діапазони їх можливих змін зберігаються у порівняно вузьких діапазонах у вибірках аналогічних виробів;
- найбільш суттєвий вплив на зміни коефіцієнтів варіації функціональних параметрів приводу має кількість блок-циклів спрацювання $n_{\text{бц}}$.

Характерні зміни коефіцієнта варіації v_{y_i} функціонального параметра приводу проаналізуємо на прикладі зміни коефіцієнта його варіації, рис. 6.7.

На осі напрацювання t можна виділити чотири характерні ділянки:

- I – ділянка нестабільної зміни коефіцієнта варіації функціонального параметра з напрацюванням $v = f(t)$; коефіцієнт варіації, як правило, змен-

шується залежно від початкового стану поверхонь тертя частин, які переміщуються одна відносно одної;

– II – ділянка яка характеризується стабілізацією процесу функціонування приводу; на цій ділянці $v \equiv \text{const}$;

– ділянка III – коефіцієнт варіації $v = f(t)$ збільшується з напрацюванням; у приводі відбуваються невідомі зміни стану поверхонь тертя, геометричних параметрів деталей та вузлів;

– ділянка IV – швидкість зміни коефіцієнта $v = f(t)$ варіації зростає з напрацюванням; ця ділянка відповідає фазі інтенсифікації деградаційних процесів у приводі, як правило, ділянка IV фізично відповідає переходу приводу у непрацездатний стан.

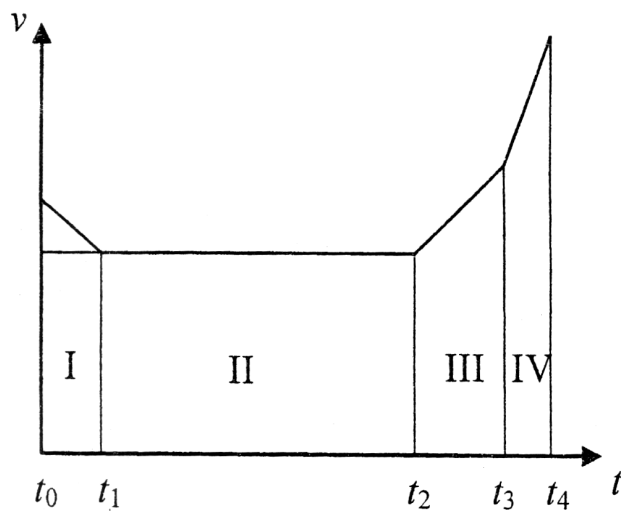


Рис. 5.7. Зміна коефіцієнта варіації приводу з електромагнітним клапаном з однопозиційним штовхачем

Аналіз показаної на рис. 5.7 залежності $v = f(t)$ свідчить, що у випадку, коли ресурс приводу обмежено величиною напрацювання t_2 (або відповідною кількістю спрацювань n_{t_2}), на етапі проектування приводу у першому наближенні можна прийняти коефіцієнт варіації $v_{y_{i0}} \approx v_{y_{in}} \approx \text{const}$, який отримають шляхом узагальнення досвіду експлуатації приводів-аналогів.

У загальному випадку за даними відпрацювань та ресурсних випробувань виробів аналогів для кожного функціонального параметра y_i проектованого приводу можна побудувати емпіричну функцію $v_{y_{in}} = f_{y_{in}}(n_{\text{бц}})$, яка поєднує коефіцієнти варіації $v_{y_{in}}$ y_i -го функціонального параметра приводу з напрацюванням (кількістю блок-циклів спрацювань N).

За даними статті [34] зміни математичного очікування функціональних параметрів такого приводу, у першому наближенні, можуть бути описані степеневими або навіть лінійними функціями вигляду:

а) у разі обмеження y_i параметра зверху

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n_{\text{бц}}^\beta, \quad (5.56)$$

або при $\beta \approx 1$

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n_{\text{бц}}; \quad (5.56 \text{ а})$$

б) у разі обмеження y_i параметра знизу

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n_{\text{бц}}^\beta, \quad (5.57)$$

або при $\beta \approx 1$

$$m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n_{\text{бц}}, \quad (5.57 \text{ а})$$

де k_{y_i} – коефіцієнт, що відображає швидкість зміни y_i -го функціонального параметра приводу з напрацюванням.

Для прогнозування очікуваного значення коефіцієнта варіації $v_{y_{in}}$ y_i -го параметра проектного приводу після $n_{\text{бц}}$ блок-циклів спрацювання необхідно враховувати тільки ті зміни коефіцієнта варіації, що є негативною тенденцією (збільшення $v_{y_{i0}}$ з напрацюванням $n_{\text{бц}}$)

$$v_{y_{in}} = v_{y_{i0}} [1 + (\Delta v_{y_{in}} + \Delta v_{y_{iR}}) / v_{y_{i0}}], \quad (5.58)$$

де $(\Delta v_{y_{in}} + \Delta v_{y_{iR}}) / v_{y_{i0}}$ – відносний сумарний приріст коефіцієнта варіації v_{y_i} параметра y_i після напрацювання $n_{\text{бц}}$ блок-циклів.

Підставивши наведені значення $m_{y_{in}}$ і $v_{y_{in}}$ у рівняння (5.51) або (5.51 а), отримаємо

а) для випадку обмеження y_i параметра зверху значенням $[y_i]_{\text{Б}}^{\text{T3}}$

$$u_{y_i}^{\text{Б}} = \frac{[y_i]_{\text{Б}}^{\text{T3}} - [m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n_{\text{бц}}^\beta]}{v_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{v}_{y_{in}}^\Sigma) [m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n_{\text{бц}}^\beta]}; \quad (5.59)$$

б) для випадку обмеження y_i параметра знизу значенням $[y_i]_{\text{Н}}^{\text{T3}}$

$$u_{y_i}^H = \frac{\left[m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n_{\text{бц}}^\beta \right] - [y_i]_{\text{H}}^{\Gamma 3}}{v_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{v}_{y_{in}}^\Sigma) \left[m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n_{\text{бц}}^\beta \right]}. \quad (5.60)$$

У разі можливості апроксимації зміни математичного очікування $m_{y_{in}}$ параметра y_i і його коефіцієнта варіації $v_{y_{in}}$ лінійними функціями від кількості блок-циклів спрацювання $n_{\text{бц}}$ маємо

а) для випадку обмеження y_i параметра зверху значенням $[y_i]_{\text{B}}^{\Gamma 3}$

$$u_{y_i}^B = \frac{[y_i]_{\text{B}}^{\Gamma 3} - \left[m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n_{\text{бц}} \right]}{v_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{v}_{y_{in}}^\Sigma) \left[m_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) + k_{y_i} n_{\text{бц}} \right]}; \quad (5.59 \text{ а})$$

б) для випадку обмеження y_i параметра знизу значенням $[y_i]_{\text{H}}^{\Gamma 3}$

$$u_{y_i}^H = \frac{\left[m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n_{\text{бц}} \right] - [y_i]_{\text{H}}^{\Gamma 3}}{v_{y_{i0}} (1 + \Delta \bar{v}_{y_{in}}^\Sigma) \left[m_{y_{i0}} (1 - \Delta \bar{m}_{y_{iR}}) - k_{y_i} n_{\text{бц}} \right]}. \quad (5.60 \text{ а})$$

З використанням виразів (5.59), (5.60) або (5.59 а), (5.60 а) для кожного y_i -го функціонального параметра приводу може бути виконана оцінка ймовірності невиходу його значення за допустиму межу. Функціональний параметр, якому відповідає мінімальне значення $P(t)$, може розглядатися як параметр, що лімітує безвідмовність проектного приводу.

Аналогічним чином можуть бути визначені коефіцієнти запасу працездатності проектного приводу за його вихідними функціональними параметрами.

Розглянемо випадок обмеження y_i функціонального параметра зверху. Приведемо вираз (5.51) до безрозмірної форми, поділивши чисельник і знаменник на $m_{y_{in}}$. Тоді “рівняння зв’язку” набуде вигляду

$$u_{y_{in}} = (\eta_{y_{in}} - 1) / v_{y_{in}}, \text{ якщо } y_i \leq [y_i]_{\text{B}}^{\Gamma 3}. \quad (5.61)$$

Розв’язавши рівняння (5.61) відносно $\eta_{y_{in}}$ для граничної умови

$u_{y_{in}} = [u_{y_i}]^{\Gamma 3}$, отримаємо

$$\eta_{y_{in}} = [u_{y_i}]^{\Gamma 3} v_{y_{in}} + 1. \quad (5.62)$$

Рівняння (5.62) дає можливість за відомими значеннями коефіцієнта варіації y_i функціонального параметра приводу $v_{y_{in}}$ визначити коефіцієнт запасу працездатності приводу після $n_{\text{бц}}$ блок-циклів напруження або коефіцієнт запасу працездатності приводу після виробітку встановленого ресурсу n_p , якщо $n_{\text{бц}} = n_p$.

Тоді початковий запас працездатності клапана за y_i функціональним параметром визначиться, як

$$\eta_{y_{i0}} = \eta_{y_{in}} + \Delta\eta_{y_{in}}, \quad (5.63)$$

де $\Delta\eta_{y_{in}} = f(n_{\text{бц}})$ – зменшення запасу працездатності приводу за y_i функціональним параметром внаслідок експлуатаційних змін його технічного стану під дією експлуатаційних навантажень під час виробітку ресурсу.

З виразу (5.63) випливає $\Delta\eta_{y_i} = \eta_{y_{i0}} - \eta_{y_{in}} = [y_i]_{\text{в}}^{\text{ГЗ}} / m_{y_{i0}} - [y_i]_{\text{в}}^{\text{ГЗ}} / m_{y_{in}}$, або

$$\Delta\eta_{y_i} = \frac{[y_i]_{\text{в}}^{\text{ГЗ}} (m_{y_{in}} - m_{y_{i0}})}{m_{y_{in}} m_{y_{i0}}}. \quad (5.64)$$

З урахуванням того, що $m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} + k_{y_i} n_{\text{бц}}^\beta$, отримаємо

$$\Delta\eta_{y_i} = \frac{[y_i]_{\text{в}}^{\text{ГЗ}} k_{y_i} n_{\text{бц}}^\beta}{(m_{y_{i0}})^2 + m_{y_{i0}} k_{y_i} n_{\text{бц}}^\beta}. \quad (5.64 \text{ а})$$

Підставивши у формулу (5.63) вирази (5.62) і (5.64), отримаємо шукане значення запасу працездатності приводу для початкового перерізу процесу $\eta_{y_{i0}}$:

$$\eta_{y_{i0}} = 1 + [u_{y_i}]^{\text{ГЗ}} (v_{y_{i0}} + \Delta v_{y_{in}}) + \frac{[y_i]_{\text{в}}^{\text{ГЗ}} (m_{y_{in}} - m_{y_{i0}})}{m_{y_{in}} m_{y_{i0}}}. \quad (5.65)$$

Для випадку, коли зміна математичного очікування параметра y_i близька до лінійного закону $m_{y_{in}} = m_{y_{i0}} + k_{y_i} n_{\text{бц}}$, то

$$\Delta\eta_{y_i} = \frac{[y_i]_{\text{в}}^{\text{ГЗ}} k_{y_i} n_{\text{бц}}}{(m_{y_{i0}})^2 + m_{y_{i0}} k_{y_i} n_{\text{бц}}} = \frac{[y_i]_{\text{в}}^{\text{ГЗ}} k_{y_i} n_{\text{бц}}}{m_{y_{i0}} (m_{y_{i0}} + k_{y_i} n_{\text{бц}})}. \quad (5.66)$$

Аналогічним чином можна отримати формули для розрахунку значен-

ня запасу працездатності приводу. Зазначимо, що для визначення параметричного коефіцієнта запасу працездатності за y_i функціональним параметром на етапі проектування необхідні такі статистичні дані:

- відомості про вихідне значення математичного очікування $m_{y_{i0}}$ й коефіцієнта варіації $v_{y_{i0}}$;
- дані про прогнозовані значення $m_{y_{in}}$ та $v_{y_{in}}$ у розрізі процесу, що відповідає напрацюванню $n_{\text{бц}}$;
- відповідності про характер зміни функціональних параметрів із наробітком $m_{y_{in}} = f(n_{\text{бц}})$.

Ці дані визначаються на підставі узагальненого досвіду експлуатації приводів-аналогів, а також за результатами ресурсних випробувань дослідних зразків приводів, що проектуються.

Запитання для самоконтролю

1. Які основні завдання прогнозування?
2. Яким чином змінюється надійність приводу?
3. Які методи використовуються при прогнозуванні надійності?
4. Яким чином доопрацювання впливає на надійність приводу?
5. Як змінюється надійність приводу в процесі експлуатації?
6. Які припущення приймають при розробці моделі зростання надійності приводу в процесі виробництва та доопрацювання?
7. Перелічіть вихідні дані, які необхідні для прогнозування надійності приводу методом марківської апроксимації.
8. У яких випадках доцільно використовувати метод експертних оцінок для прогнозування надійності приводу?
9. Яким чином встановлюють узгодженість експертних оцінок?
10. Які потрібно вихідні дані для розрахунку значення запасу працездатності приводу?
11. Внаслідок чого відбувається зменшення запасу працездатності приводу за y_i функціональним параметром?
12. Яким чином визначають коефіцієнти запасу працездатності проектованого приводу за його вихідними функціональними параметрами?

РОЗДІЛ 6

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ГІДРОПРИВОДІВ

Залежно від умов експлуатації гідроприводи розподіляються на такі види:

- промислові, які працюють в зачинених приміщеннях, що обігріваються, з міжремонтним строком від 5 000 до 15 000 годин роботи (у більшості випадків температура оточуючого середовища під час експлуатації промислових гідроприводів знаходиться в межах $0 + 35\text{ }^{\circ}\text{C}$);

- польові, які експлуатуються в різних умовах, найчастіше – в мобільних машинах палубних пароплавних пристроїв, стаціонарних польових спорудах тощо. Такі гідроприводи виконуються за чотирма видами залежно від кліматичних умов експлуатації:

- традиційний тип передбачає експлуатацію в помірному кліматі з морозами до $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ та температурою до $+3,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ влітку, тривалими осінніми і весняними періодами з температурою від $+15$ до $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ при вологості 100 %;

- північний тип передбачає експлуатацію при морозі до $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$;

- тропічний тип для посушливого клімату зі змінами температури від -10 до $+55\text{ }^{\circ}\text{C}$ при малій вологості передбачає можливість великого заповнення пилом;

- тропічний вид для вологого клімату зі змінами температури від $+3$ до $+45\text{ }^{\circ}\text{C}$ при вологості 100 % передбачає можливість впливу морської води;

- періодичного використання з постійною готовністю роботи з короткочасними періодами при форсованих режимах і тривалими простоями;

- спеціальні, які суттєво відрізняються від інших, наприклад, авіаційні.

Монтаж, технічне обслуговування (ТО), технічне діагностування та ремонт гідроприводів проводиться відповідно до експлуатаційної і ремонтної документації на гідропривід або на машину, де установлений цей гідропривід, розробленої за вимогами ГОСТ 2.601-68 та ГОСТ 2.602-68. Загальні правила безпеки монтажу та експлуатації гідроприводів наведені в

ГОСТ 12.2086-83; заходи щодо захисту працюючого персоналу від можливого впливу небезпечних і шкідливих факторів – в ГОСТ 12.0.003-74.

Основні причини, що призводять до неполадок у гідроприводах верстатів та методи їх усунення, наведені в додатку А.

6.1. Технічне обслуговування гідроприводів

6.1.1. Вимоги до монтажу та пробного пуску гідроприводу

Транспортування агрегатів і вузлів гідроприводу до місця монтажу, до ремонту та із ремонту треба здійснювати в спеціальній тарі або упаковці, щоб запобігти ушкодженню агрегатів та вузлів. Оснащення приміщень, робочих місць, технологія розконсервації і монтажу повинні запобігати потраплянню в гідросистему металевої стружки та бруду.

Технологічні заглушки, прокладки та подібні деталі, які захищають внутрішні порожнини гідропрістроїв від забруднення, після розконсервації повинні бути установлені на свої місця, їх остаточне усунення треба проводити безпосередньо перед монтажем гідроагрегату. Забороняється монтаж гідропрістроїв з механічними ушкодженнями зовнішніх і ущільнюючих поверхонь, з дефектами приєднаних різьб, а також із тріщинами у трубопроводах і зварних швах.

Трубопроводи для монтажу гідроприводу повинні бути очищені від окалини, іржі та бруду. Різьби трубопровідних з'єднань перед монтажем повинні бути змащені робочою рідиною. Монтаж гнучких трубопроводів (металево-гумових рукавів) треба проводити без їх скручування, згинання радіусом не менше допустимого, а також запобігати механічному ушкодженню зовнішньої поверхні гуми в процесі експлуатації.

Ущільнення перед монтажем треба очистити від забруднень і змастити робочою рідиною або іншим мастильним матеріалом, інертним до матеріалу ущільнювача. Якщо ущільнення зберігались при температурі нижче 0 °С, то перед монтажем їх треба видержати при температурі +(20+5) °С протягом доби або при температурі +50 °С протягом години.

Монтуючи гідроприводи, потрібно застосовувати тільки штатний слюсарний інструмент.

Перед пробним пуском після монтажу гідроприводу необхідно вико-

нати такі роботи:

- перевірити за гідросхемою правильність з'єднань трубопроводів;
- перевірити затяжку з'єднань, трубопроводів, а також затяжку їх кріплення до стикових поверхонь гідропристроїв;
- перевірити кріплення насосів, гідродвигунів та інших гідропристроїв;
- повністю послабити регулювальні пружини запобіжних гідроклапанів (за винятком випадків, коли запобіжні гідроклапани відрегульовані та опломбовані або закриті замком на заводі-виробнику);
- перевірити правильність підключення електричного заземлення;
- залити робочу рідину в гідробак до потрібного рівня та в насоси;
- відкрити пристрої, що випускають повітря із гідросистеми (вони зазначені в експлуатаційній документації);
- короткочасним включенням перевірити правильність напрямку обертання валів електродвигунів насосів (якщо привід насосів електричний);
- включенням насоса заповнити гідросистему робочою рідиною (для насосів, які регулюються, включення провести при мінімальній подачі);
- при короткочасній роботі гідроприводу видалити повітря із гідросистеми, після цього закрити пристрій, що випускає повітря або затягти різьбові з'єднання трубопроводів та долити робочу рідину в гідробак до потрібного рівня.

Після пробного пуску проводять пусконаладжувальні роботи, обсяг та послідовність яких визначається конструкцією і призначенням гідроприводу (ці роботи наведені в експлуатаційній документації).

Настроєння максимального тиску гідроприводу здійснюється запобіжним клапаном або регулятором тиску насосів. При наявності в гідроприводі гідророзподільників, які забезпечують розвантаження насоса, настроєння проводиться при установлюванні розподільника в потрібне положення (згідно із гідравлічною схемою). Величина тиску настроєння завжди зазначена в експлуатаційній документації.

Після настроювання гідроприводу в налагоджувальному режимі (якщо є такий режим) його роботу перевіряють в робочому режимі. У цьому режимі перевіряють спрацювання гідроапаратів з дорожнім (електричним та механічним) керуванням від рухомих частин машини і керуванням за тис-

ком, блокувальних пристроїв, перевіряють і регулюють час кожного переходу та час циклу. Після закінчення, регулювання треба законтрувати та опломбувати або замкнути органи керування, які зазначені в експлуатаційній документації.

При проведенні пусконаладжувальних робіт треба промити гідросистему робочою рідиною протягом часу, зазначеного в експлуатаційній документації, але не менше 8 годин для гідросистем з аксіально-поршковими гідромашинами та слідкуючими розподільниками і не менше 4 годин для інших гідросистем.

Гідропривід приймається в експлуатацію у складі гідрофікованої машини на підставі аналізу результатів пробного пуску, безпеки експлуатації та укомплектованості гідроприводу.

6.1.2. Технічне обслуговування (ТО) гідроприводів

Нові гідрофіковані машини та ті, що пройшли капітальний ремонт, перед експлуатацією повинні бути обкатані відповідно до експлуатаційної або ремонтної документації на ці машини.

Для гідроприводів мобільних гідрофікованих машин при необхідності встановлюють такі види ТО: при підготовці до експлуатаційної обкатки нової машини або тої, яка пройшла капітальний ремонт; при експлуатаційній обкатці; по закінченні експлуатаційної обкатки; щозмін-не (ЩТО); сезонні (при переході до весняно-літнього та осінньо-зимового періодів експлуатації): періодичне; при особливих умовах експлуатації; за потребою.

Для гідроприводів стаціонарних машинах встановлюють такі види ТО: щозмінне; періодичне; за потребою.

У загальному випадку при ЩТО треба перевіряти: рівень робочої рідини в гідробаці; робочий тиск (якщо є манометри в гідроприводі); тиск у газовій порожнині гідроаккумулятора (при наявності манометра), при необхідності гідроаккумулятор необхідно підзарядити; відсутність зовнішніх витоків; стан (відсутність ушкоджень) манометрів та вакуумметрів; шум та вібрацію (на слух та візуально); температуру робочої рідини в гідробаці після роботи гідроприводу у робочому режимі протягом 3 годин (при наявності засобів вимірювання в гідроприводі); забруднення фільтрів (при наявності індикатора забрудненості); відсутність самочинного опускання механізмів

гідрофікованої машини, переміщуваної в вертикальній площині.

Приблизний обсяг робіт при періодичному огляді наведений у додатку В.

Через 50 годин після початку експлуатації гідроприводу, а далі не рідше, ніж через кожні 6 місяців, треба проводити відбір проби робочої рідини для фізико-хімічного аналізу. При аналізі необхідно визначити кінематичну в'язкість при 50 °С, вміст води, клас чистоти за ГОСТ 17216-71 та кисневе число.

Мінеральне масло, що використовується як робоча рідина, треба замінити при виході хоча б одного з таких показників за вказані межі, тобто якщо: в'язкість змінюється більш ніж на 20 % порівняно з вказаною в експлуатаційній документації; вміст води становить більше 0,1 %; клас чистоти не відповідає вказаному в експлуатаційній документації та не досягається очищенням на станції обслуговування; кисневе число збільшиться більше, ніж на 30 % порівняно з кисневим числом, вказаним у сертифікаті на робочу рідину.

При заміні робочої рідини треба: злити робочу рідину з гідробака та гідросистеми, попередньо розігрівши її до робочої температури; очистити гідробак від бруду, промити і насухо протерти або висушити (якщо дозволяє конструкція гідробака та гідрофікованої машини); замінити або промити фільтроелементи; очистити магнітні сепаратори від феромагнітних частинок; залити робочу рідину в систему відповідно до інструкції.

Заміну фільтроелемента треба проводити при досягненні найбільшого значення перепаду тиску на фільтрі або в строки, визначені в експлуатаційній документації. Одночасно зі заміною фільтроелемента проводять видалення осаду з корпусу фільтра.

Регенерація робочої рідини. При регенерації мінеральних масел відновлюють такі показники якості: кількість механічних домішок та води, кисневе число, в'язкість – зольність. Часткову регенерацію робочої рідини, забрудненої механічними домішками та водою, рекомендується проводити відстоюванням з підігрівом у відстійнику з конусним дном, забезпеченим паровим змійовиком або електропідігрівачем та спускним краном відстою. Відстоюну робочу рідину необхідно очистити автономним очисним агрегатом до потрібного класу чистоти.

6.1.3. Ремонт гідроприводу

Встановлюються такі види планового ремонту:

- поточний та капітальний – для гідроприводів мобільних машин;
- поточний, середній та капітальний – для гідроприводів стаціонарних машин.

Приблизний обсяг робіт при планових ремонтах наведений у додатку В.

Позаплановий ремонт проводять для усунення відмови або несправностей, що виникають при експлуатації машин, у проміжку між плановими роботами з ТО та ремонту.

Поточний та капітальний ремонт можна проводити як у планові строки, так і незалежно від них – шляхом діагностування, що виявляє технічний стан гідроприводу та пристроїв і прогнозує залишковий ресурс.

З метою скорочення строків, підвищення якості ремонту поточний та капітальний ремонти повинні приводитися переважно агрегатним та агрегатно-вузловим методами. Після закінчення ремонту треба провести промивку гідросистеми.

6.2. Технічне обслуговування робочої рідини

Робоча рідина виконує у гідроприводах важливі та багатосторонні функції, головна з яких – передача енергії, а також функції змащування та охолодження, захист деталі від корозії, евакуація продуктів відпрацьовування [27]. Комплекс вимог, які пред'являються до робочої рідини, значною мірою залежить від функцій, що виконує гідропривід, та докладно описаний у роботах [27, 33] й ін. Причому зі зростанням тиску та розширенням діапазону температур й інших параметрів гідроприводу значимість параметрів робочої рідини зростає [33, 42]. Робоча рідина універсального призначення поки не створена, оскільки вона повинна задовольняти широкому ряду найчастіше суперечливих вимог. Таким чином, оптимальний вибір типу робочої рідини, яка забезпечує безвідмовну та економічну експлуатацію, є творчим завданням. Основні характеристики робочих рідин, які використовуються в авіаційних та машинобудівних об'ємних гідроприводах та вимоги до них, до-

кладно описані в роботах [27, 33, 42]. Основні вихідні параметри, для визначення типу робочої рідини:

- діапазон температур оточуючого середовища і характер змін температур у цьому діапазоні;
- максимальна можлива температура в сталому режимі роботи;
- тиск робочої рідини в гідроприводі;
- гранична тривалість експлуатації гідравлічної системи без зміни мастила;
- трудомісткість зміни мастила;
- властивості матеріалів, що застосовуються, зокрема в ущільненнях;
- вартість робочої рідини.

Відзначимо, що останнім часом все більшого поширення набувають негорючі робочі рідини типу FH-42 та створені на основі води – водна гідравліка, табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Орієнтовні галузі застосування робочих рідин [42]

Галузь застосування	Робочі рідини	Максимальний робочий тиск, МПа	Температура оточуючого середовища, °C	Місце експлуатації
1	2	3	4	5
Транспорт	1, 3, 4	25,0	– 40 ... +60	всередині і зовні
Мобільні машини	1, 3, 4	32,0	– 40 ... +60	всередині і зовні
Сільськогосподарські машини	1, 3, 4	25,0	– 40 ... +50	всередині і зовні
Пароплазобудування	1, 3, 4	32,0	– 40 ... +60	всередині і зовні
Літакобудування	1, 4, 5	21,0 (28,0)	– 65 ... +60	всередині і зовні
Металургійна промисловість	1, 2, 4	32,0	+10 ... +150	всередині і зовні
Підйомно-транспортне устаткування	1, 2, 3, 4	32,0	– 40 ... +60	всередині і зовні
Верстатобудування	1, 4	20	+18 ... +40	всередині

1	2	3	4	5
Пресобудування	1, 3, 4	63,0	+18 ... +40	всередині
Гірнична промисловість	1, 2, 3, 4	100,0	до +60	під землею
Спецтехніка	1, 2, 3, 5	25,0 (63,0)	– 65 ... +150	всередині і зовні

У табл. 6.1: 1 – мінеральні масла; 2 – вода і водні суспензії (прямі і зворотні емульсії); 3 – екологічно чисті робочі рідини, зазвичай натуральні розчини; 4 – синтетичні робочі рідини; 5 – спеціальні рідини.

Найкращим способом охорони довкілля при експлуатації гідроприводів є їх кваліфіковане обслуговування та експлуатація, застосування екологічно чистих рідин, які повинні задовольняти таким вимогам: бути легкоутилізованими; нетоксичними для риб та корисних бактерій; не забруднювати воду, харчові продукти, корм для худоби; не подразнювати шкіру та слизисті покриви; не мати неприємного запаху.

6.2.1. Вплив забрудненості робочої рідини на зношення

Сучасні гідроприводи для металообробного устаткування мають високу точність та швидкодію, які досягнуто застосуванням гідроприскоїв високого класу точності із щілинами у декілька мікронів. Працездатність, експлуатаційний ресурс та надійність гідроприскоїв значною мірою залежать від ступеня чистоти робочої рідини. Біля 80 % верстатних гідроприскоїв виходять із ладу через зношення основних деталей, до якого призводить неприпустиме забруднення робочої рідини. Наявність у робочій рідині забруднюючих частинок, розмір яких порівнюється із щілинами робочих пар гідроустаткування, спричиняє заклинювання золотників, заїдання клапанів, з'являються ударні навантаження та ін. Проникання до гідросистеми великої кількості дрібних частинок поступово призводить до погіршення робочих характеристик гідроагрегатів, внаслідок чого зношуються поверхні рухомих елементів та збільшуються щілини між ними.

Зношення елементів гідравлічних систем та приводів залежить від забруднення робочої рідини, а саме твердих, рідинних чи газоподібних часток. Практика експлуатації, наприклад, гідравлічних пристроїв верстатів підтве-

рджуює, що до найбільш небезпечних явищ, які загрожують їх нормальному функціонуванню, належить підвищене нагрівання робочої рідини в системі, потрапляння механічних домішок, води та повітря. Навіть при кавітаційному зношуванні наявність механічних домішок в твердому чи газоподібному стані суттєво каталізують процес зношення.

Хоча багато гідроприводів призначені для роботи з рідинами, які містять у своєму складі воду, в більшості гідравлічних систем використовують мінеральні масла. Останні завжди містять у розчиненому стані воду. Якщо кількість води вище рівня насичення при температурі масла, то вода знаходиться в маслі у вигляді дрібних крапель. Ці краплі, з одного боку, знижують здатність масла змащувати, а з іншого – підвищують його корозійну здатність. Розчинена вода не впливає на функціонування гідросистеми, але при охолодженні виділяється з розчину. Особливо небезпечна для гідросистем вільна дрібнодиспергована вода, яка утворює з маслом емульсію з розмірами глобул 1 ... 10 мкм. Така емульсія дуже стійка і не руйнується навіть при відстоюванні протягом значного часу. При роботі на такій емульсії в першу чергу “залягають”, а потім заклинюють клапани, та швидко виходять з ладу голчаті підшипники гідромоторів.

Одним з джерел потрапляння води в масло – його окислення при роботі при високому тиску, підвищеній температурі та внаслідок старіння. Цей процес може бути пришвидшений розкладом згущувальних присадок у легованих маслах, а також наявністю каталізуючих часток в рідині, особливо в гідравлічних системах, що містять мідні та свинцеві сплави, та за рахунок омивання маслом гуми і старінням масла. В гідроприводах, які працюють при високій вологості під дощем, встановлюють повітроосушувач після повітряного фільтра, а бак обладнують датчиками наявності води та пристроями для її зливу після відстою.

Останнім часом особливу увагу приділяють мікробіологічному зараженню мінеральних масел. Дослідження показали, що фактором, який сприяє мікробіологічному окисленню, є наявність води з розчиненими в ній солями. При цьому продукти життєдіяльності бактерій не тільки значно прискорюють процес корозії і старіння масла, а й об’єднуючись у згустки, потрапляють в зазори, заклинюють запірно-регулюючі елементи, приклеюють клапани до корпусів, тобто призводять до раптової відмови гідросистеми.

Доведено, що наявність більше ніж 0,05 % дистильованої води, яка дає низькотемпературні осадки (шлаки) і стійку водномасляну емульсію та приводить до значного зношування в гідросистемах. Критерієм інтенсивності зношування приймають вміст немолекулярного заліза в механічних домішках, які містяться в маслі. Інтенсивне зношування деталей гідроприводів, які працюють у вугільних забоях, при допустимому вмісті основних компонентів починається при вмісті завислої води в маслі, який перевищує 0,03 %. Для всіх гідросистем можна рекомендувати вміст води у пробі масла не більше ніж 0,10 ... 0,15 %.

Небажана присутність в маслі сірки, при наявності якої швидко виходять з ладу гумові ущільнення внаслідок затвердіння гуми і зменшення її розмірів.

При наявності повітря в гідравлічній системі погіршується її робота. За рахунок підвищення стиску рідини при переході з зони низького тиску в зону високого тиску виникають її коливання, це може привести до резонансу і кавітації та навіть втрати стійкості гідроприводу. Встановлено, що наявність нерозчиненого повітря не тільки збільшує кислотність масла, що свідчить про його старіння, значно знижує ефективність інгібіторів корозії та приводить до так званого дизель-ефекту. При швидкому стисканні маслоповітряної суміші і достатньо високій початковій температурі масла (більше ніж 50 °C) можливе підвищення температури пухирця повітря, який стискається до 300 ... 350 °C, навіть при тиску в гідроприводі 4 МПа. При такій температурі відбувається самозагоряння випарів масла в пухирці і вибух. Встановлено, що при наявності пухирців повітря в гідравлічній системі в ній виникають блукаючі струми, що приводить до появи додаткової кількості циркулюючого в системі газу (водню), який підсилює корозійні процеси.

Таким чином, підвищений вміст повітря у робочій рідині підвищує пожежонебезпечність гідравлічної системи, що обов'язково необхідно враховувати при роботі у вугільній копальні. Крім того, через наявність повітря в робочій рідині знижується продуктивність насоса, скорочується термін його роботи (можливі гідравлічні удари), знижується стійкість до автоколивань.

Найбільший вплив на довговічність та надійність гідравлічних систем мають тверді механічні домішки. Внаслідок забруднення робочих рідин

втрачають працездатність біля 75 % гідроприводів верстатів. Половина аварій в авіації відбувається внаслідок забруднення робочих рідин гідросистем керування. З цієї причини: ресурс гідронасосів знижується в 10 ... 12 разів; частка відмов гідравлічних систем керування автомобілів становить 65 %; відмови гідроприводів деяких тракторів становлять більше ніж 70 % усіх відмов і т. ін. Можна стверджувати, що в усіх галузях промисловості відмова гідросистеми через зношення внаслідок підвищеної забрудненості робочої рідини становить 50 ... 80 % усіх відмов, а ресурс з цієї причини зменшується в 3 ... 50 разів. При цьому враховується не тільки зниження тонкості очищення робочої рідини, а відмова від очищення взагалі.

Відзначимо, що в гідроприводах застосовується робоча рідина 8 ... 14 класів чистоти за ГОСТ 17216-71. Ці класи охоплюють практично всі можливі рівні забруднення робочої рідини, які зустрічаються в гідроприводах машин та механізмів загального призначення. Критеріями, що визначають необхідний рівень чистоти робочої рідини, є величина щілини між з'єднаними деталями гідроустаткування, і величина робочого тиску.

6.2.2. Вплив в'язкості робочої рідини на експлуатаційні характеристики гідравлічних систем

У зв'язку з намаганням максимально зменшити габарити машини на робочу рідину часто покладають завдання змащення зубчатих зачеплень, які розміщені безпосередньо в резервуарі для робочої рідини, чи винесені з нього, але змащуванні насосом, який на цей час відключений від гідродвигунів. Комплекс фізико-хімічних властивостей робочої рідини повинен в цих умовах найкращим чином забезпечити виконання нею як функції робочого тіла, так і мастильного матеріалу. При цьому вимоги до робочої рідини не завжди співпадають, і приходиться шукати компромісне рішення.

Найбільш важливим параметром, який визначає працездатність рідини, є в'язкість та залежність останньої від температури, мастильної здатності, хімічної і фізичної стабільності, сумісності з матеріалами гідропрстроїв, ущільнень, трубопроводів та з лакофарбними матеріалами. Стабільність та довговічність мінеральних масел значною мірою залежать від стійкості до окислення, піновідокремлюваності, вологовідокремлюваності, антикорозійних властивостей, ступеня забрудненості, опору бактеріологічному зараженню, а для емульсій – стабільності суміші тощо.

Крім перерахованих факторів, також необхідно враховувати такі фізичні властивості робочої рідини, як коефіцієнт стиску, питома теплоємність та теплопровідність, коефіцієнт теплового розширення, температуру спалаху і таке інше. В'язкість робочої рідини необхідно вибрати такою, щоб вона задовольняла комплексу суперечливих вимог. Зазначимо, що як занадто мала, так і занадто велика в'язкість приводить до зниження ККД гідроприводу.

Зниження в'язкості нижче раціональної зумовлює збільшення витоків та погіршення мастильних властивостей, а це зменшує об'ємний та механічний ККД та приводить до підвищеного нагрівання рідини. При малій в'язкості робочої рідини внаслідок внутрішніх витоків зменшується точність регулювання гідросистеми. Занадто велика в'язкість погіршує всмоктування, збільшує втрати тиску в трубопроводах, опір руху деталей в рідині та нагрівання елементів гідросистеми. В цьому випадку зменшується гідравлічний і механічний ККД, через недовсмоктування може виникнути кавітація, збільшується шум та зменшується об'ємний ККД. Крім того, збільшується час переміщення виконавчих механізмів та зменшується чутливість системи керування. Вибір в'язкості рідини залежить від типу насоса та робочого тиску гідроприводу, рис. 6.1.

Поршневі насоси стійко працюють на робочих рідинах з дуже малою в'язкістю, яка відповідає емульсіям, що застосовуються в гідравлічних кріпленнях, рис. 6.1. Ці насоси мають найбільший ККД і при роботі на рідинах з великою в'язкістю. З підвищенням тиску оптимум в'язкості зміщується в бік більш високих величин. Найбільш чутливі до зміни в'язкості пластинчаті насоси, рис. 6.1. При підвищенні тиску в гідросистемі при роботі на рідинах з дуже великою в'язкістю повний ККД збільшується у всіх типів насосів. Узагальнюючи досвід застосування насосів різних типів у табл. 6.2 для орієнтування наведені рекомендовані значення в'язкості робочих рідин.

Оскільки в багатьох машинах робоча рідина гідросистем використовується одночасно як мастило для змащування підшипників, зубчатих коліс і ланцюгових передач, необхідно узгоджувати в'язкість робочої рідини з вимогами до неї та до мастила. Розрахунок в'язкості мастила проводиться, виходячи з гідродинамічної теорії змащування. Аналіз отриманих залежностей показав, що в'язкість мастила повинна бути тим більша, чим менша швидкість ведучого колеса, дільний діаметр останнього та відношення мінімальної товщини плівки до сумарної висоти гребенів, які залишилися після обробки. Приймаючи останнє відношення рівним двом, можна для вибору в'язкості використати дані з табл. 6.3.

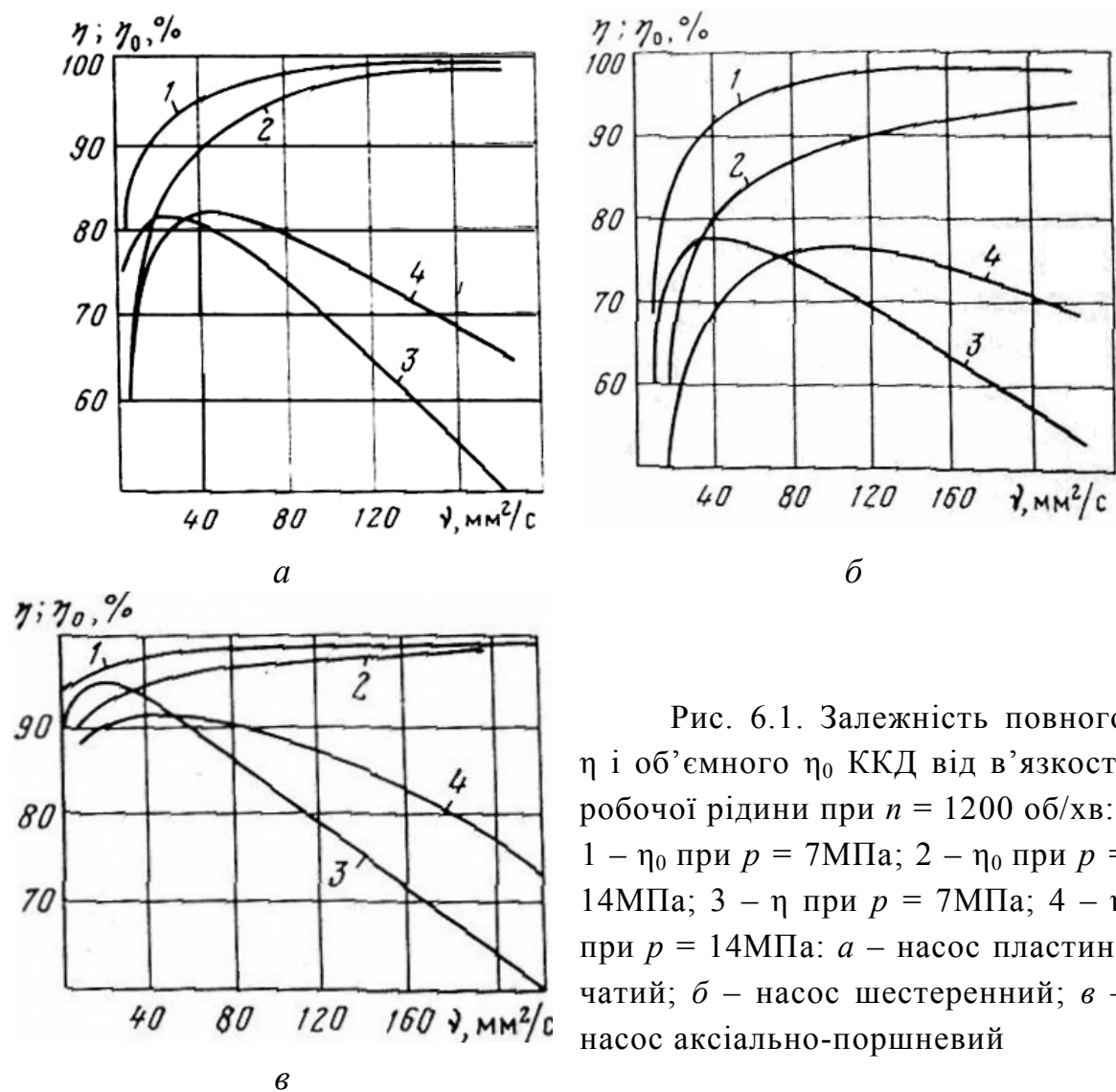


Рис. 6.1. Залежність повного η і об'ємного η_0 ККД від в'язкості робочої рідини при $n = 1200$ об/хв: 1 – η_0 при $p = 7$ МПа; 2 – η_0 при $p = 14$ МПа; 3 – η при $p = 7$ МПа; 4 – η при $p = 14$ МПа: а – насос пластинчатий; б – насос шестеренний; в – насос аксіально-поршневий

Таблиця 6.2 – Рекомендовані значення в'язкості робочих рідин [42]

Тип насоса	В'язкість, $\text{мм}^2/\text{с}$, при робочій температурі, $^{\circ}\text{C}$	
	5 ... 40	40 ... 80
Пластинчатий:		
$p < 7$ МПа	10 ... 25	18 ... 40
$p > 7$ МПа	30 ... 40	35 ... 50
Шестеренний	15 ... 40	50 ... 70
Радіально-поршневий	18 ... 40	40 ... 70
Аксіально-поршневий	10 ... 25	30 ... 60

Таблиця 6.3 – Оптимальні значення в'язкості для циліндричних робочих коліс [42]

Частота обертання ведучого колеса, об/хв	В'язкість, мм ² /с, при ділильному діаметрі ведучого колеса, мм					
	25	40	50	100	250	500
50	280	90	60	25	15	15
100	280	60	25	15	15	10
750	65	25	25	10	10	10
1000	25	15	15	10	10	10
1500	15	15	15	10	10	10
3000	10	10	10	10	10	10

Збільшення в'язкості в 1,5 ... 2,5 рази дозволяє збільшити термін безвідмовної роботи зубчатої передачі в 2 ... 3 рази. Для конічних передач значення в'язкості для частоти обертання 750 ... 3000 об/хв можна збільшити у порівнянні з табл. 6.3 в два рази, для черв'ячних передач в усіх випадках (до 750 об/хв) підтримувати на рівні 250 ... 300 мм²/с. При використанні робочої рідини одночасно як мастил для вибору в'язкості у більшості випадків треба застосовувати верхні межі з табл. 6.2.

Оскільки гідросистеми працюють у великому температурному діапазоні, важливе значення має в'язкісно-температурна характеристика робочої рідини, особливо для гірничих машин, температура рідини в яких змінюється від – 5 °С (при запуску в північних районах) до + 90 °С (при роботі в тяжких умовах глибоких шахт). В'язкість мінеральних масел, які зазвичай використовуються в таких гідросистемах, змінюється в 80 ... 100 раз. Тому для гірничих машин необхідне перехід на рідини з індексом в'язкості не нижче 85 ... 90.

Для підвищення індексу в'язкості використовуються різні присадки: поліізобутени, поліметал-крилати, вініполи, октол. Кращі результати отримують при загущенні масел поліметал-крилатами. Однак, ці присадки більшою мірою схильні до деструкції при дроселюванні при високому тиску. Високий місцевий тиск та зсувні зусилля, які виникають при цьому, дроблять полімерну присадку між деталями прецензійної пари, яка рухається, молекули присадки руйнуються, і в'язкість незворотно зменшується. При цьому робоча рідина значною мірою втрачає мастильну здатність, оскільки зменшується товщина і міцність захисної плівки на поверхні деталі. Тому

при зменшенні в'язкості робочої рідини більш ніж на 20 % рідина повинна бути замінена.

6.2.3. Старіння робочих рідин

Старіння – результат дії на робочу рідину ряду причин фізичного, хімічного і механічного характеру. До фізичних причин, в першу чергу, можна віднести проникнення в робочу рідину забруднень в твердому, рідинному і газоподібному стані, зміну кількісного та якісного складу присадок за рахунок їх деструкції та утворення на контактуючих поверхнях сорбційних плівок. Зміни хімічного характеру – це окислення вуглеводнів базового масла і розкладання останнього під дією різних забруднень (особливо води та продуктів зношення, які виконують функцію каталізатора) та розкладання присадок до масла під дією тих же забруднень. Каталізують процес частки забруднень, метал, особливо соляровий, фарба, пил, це спричиняє емульсування масла. Тому необхідне його безперервне очищення.

Мінеральні масла під дією тиску, а також інших впливів з часом втрачають в'язкість і змащувальні властивості через механічну деструкцію та окислення. Особливо це помітно в механічних масляних сумішах, які призначені для роботи у широкому діапазоні температур ($-50\text{ }^{\circ}\text{C}$... $+150\text{ }^{\circ}\text{C}$). Присадки, які додають у масло, при багатократному протисненні крізь щілини під дією високого тиску руйнуються, і в'язкість зменшується в два рази (при $p = 20\text{ МПа}$ і 500 год роботи). Крім того, масло окислюється, внаслідок чого з нього випадають різні відкладення. Це супроводжується зниженням в'язкості та втратою робочою рідиною змащувальних властивостей.

З розчиненням у робочій рідині повітря, а ще гірше з появою пухирців повітря, прогресивно пришвидшується старіння робочих рідин. В першому випадку рідина, яка потрапляє в лінію пониженого тиску, наприклад магістраль всмоктування, де є вакуум, виділяє повітря у вигляді пухирців. У другому випадку джерелом появи пухирців є негерметичність трубопроводів у всмоктувальних лініях, кавітаційні процеси в них, відсутність пробок, які випускають повітря при заповненні, та доливання робочої рідини або повітря, яке залишилося в системі. Слід мати на увазі, що остання причина дає великий відсоток відмов. Наявність в рідині 5 % нерозчиненого повітря знижує на 10 % об'ємний ККД насоса при тиску 20 МПа. Особливо небезпе-

чно нерозчинене повітря при наявності в мінеральних маслах навіть невеликої кількості води. При цьому утворюються стійкі емульсії (піноутворення), що призводить до зменшення мастильних властивостей робочих рідин, шлакоутворення на поверхні гідрообладнання та втрати здатності нормального функціонування. Тому разом із заходами щодо попередження потрапляння води та повітря в мінеральні масла необхідно додавати антипінні присадки у кількості 0,002 ... 0,005 %. Однак слід пам'ятати, що такі присадки легко відфільтровуються фільтрами тонкої очистки. Піноутворення також характеризує і ступінь окислення масла. Для зменшення піноутворення у гідробаку роблять перегородки та використовують антипінні присадки у кількості 0,1 %. Чисті мінеральні масла, які не були в експлуатації, піни не утворюють.

Процес заливання та доливання робочої рідини – основне джерело потрапляння в систему забруднень, отже, і його псування. Збір відпрацьованого масла складний в технічному й організаційному плані процес. Зміна масла без промивання вузлів і резервуара не дає стійкого ефекту. При одній – п'яти змінах роботи експлуатаційна якість нового масла практично не відрізняється від злитого. Промивка гідросистеми і резервуара перед заливкою нового масла, в умовах очисного забою, приведе до великих його втрат, а промивка емульсіями – додаванням в рідину великої кількості води, зниження в'язкості, бактеріологічного зараження тощо. Тому слід розглядати робочу рідину як робоче тіло, яке підлягає заміні після відпрацювання машиною міжремонтного часу тільки на ремонтному заводі, де можуть бути створені умови для ретельного та економного промивання гідросистеми і резервуара.

Зміна механо-хімічних характеристик робочих рідин обумовлюється дією тертя, дроселюванням при високому тиску тощо. Особливо слід відзначити вплив температури на процес окислення мінерального масла. Встановлено, що при підвищенні температури масла у баку на 10 °С швидкість окислення збільшується у два рази. При експлуатації гідравлічних систем необхідно намагатися зменшити підвищення температури масла, у тому числі і місцевого характеру, яке може виникнути за рахунок тепла, що виділяється при стисненні нерозчинених бульбашок повітря, які присутні в маслі, та тепла, яке утворюється в результаті тертя рухомих елементів.

Аналізуючи причини старіння мінеральних масел, можна відзначити, що окислення вуглеводнів базового масла в принципі не погіршує, а покращує його властивості, оскільки при цьому окислюються ті молекули масла, яким притаманна найбільша корозійна активність. Після очищення такого масла від продуктів окислення (смол) показники його якості покращуються, оскільки в ньому з'являються натуральні інгібітори корозії. Інші фактори, які сприяють окисленню, в тій чи іншій мірі залежать від наявності в рідині забруднень, причому у легованих маслах окислення при наявності забруднень відбувається значно швидше. Продукти окислення можуть бути видалені за допомогою фільтрації. Як приклад можна навести, що при постійному очищенні від забруднень турбінне масло прослужило 10 000 год. При низьких температурах експлуатації гідравлічних систем з використанням строго відповідного масла, а також наявності ефективних засобів фільтрування та очищення строк служби масел в металорізальних верстатах досягає 25 000 годин і навіть більше. При середніх експлуатаційних умовах строк служби масла може становити 5 000 ... 10 000 год, а при підвищенні температури більш ніж 80 °С потреба в заміні масла може виникнути менше ніж за 500 год. Остання цифра добре коректується з рекомендаціями для машин, які працюють в шахтах, – робити заміну масла через три місяці роботи.

Досвід експлуатації гідравлічного устаткування різного типу показав, що з точки зору тільки збереження робочої рідини, економічно доцільно покращити системи її герметизації, очищення та охолодження. Швидкість окислення масла можна значно знизити додаванням антиокис-лотних присадок, які переривають ланцюгові реакції автоокислення за рахунок участі в реакції молекул присадки. Таким чином, можна у 10 ... 20 разів зменшити швидкість окислення базового масла.

Одночасно введення антиокислювальних присадок погіршує антикорозійну здатність масла. Для пригнічення процесу корозії у сучасні масла додають антикорозійні присадки. Антиокислювальні та анти корозійні присадки поділяють на групи, і їх поєднання повинно бути точно збалансованим. У протилежному випадку можливе погіршення експлуатаційних властивостей масла, навіть в порівнянні з базовим. Тому неприпустимо додавати будь-яку присадку в умовах експлуатації машини, тим більше, що технологія її введення в цих умовах не може бути витримана. Неприпустимо дода-

вання нелегованого масла у леговане, оскільки при цьому змиваються присадки, які осіли на поверхню деталей. Таким чином, зіставлення композиції присадок відповідно до вимог до них, їх додавання повинно проводитися тільки на нафтопереробних підприємствах. Зауважимо, що використання легованих масел в якості робочої рідини є сучасною тенденцією.

До критеріїв придатності масла до експлуатації відноситься його кислотне число, тобто кількість міліграмів їдкого калію КОН, необхідного для нейтралізації кислоти у одному грамі масла. При постачанні робочі рідини гідросистем мають кислотне число, яке дорівнює 0,2 ... 0,5 мг КОН/г, залежно від ступеня його легування. Величина граничного стану масла за кислотним числом залежить від його забрудненості та ступеня легування. Якщо в системі відсутня вода у вільному стані, а в якості робочої рідини використовуються базові масла без присадок, то припустимо підвищення кислотного числа до 1,0 ... 1,5 мг КОН/г; якщо вміст води перевищує 0,05 %, то кислотне число не повинне перевищувати 0,5 ... 0,7 мг КОН/г. У випадку використання мінеральних масел з присадками класу органічних кислот ознакою його старіння є швидкість збільшення кислотного числа. Слід замінювати такі рідини при збільшенні кислотного числа в 5 ... 10 разів порівняно з його початковим значенням. Початкове кислотне число таких легованих масел становить 0,3 ... 0,7 мг КОН/г.

Змащувальні та антикорозійні властивості робочих рідин повинні утворювати стійку масляну плівку на всіх рухомих частинах. Ця плівка може руйнуватися через високий тиск, недостатнє підведення масла, його низьку в'язкість, дуже малі чи дуже великі швидкості ковзання. У результаті виникають задири і порушуються допустимі допуски, які, наприклад, в гідророзподільниках знаходяться в діапазоні 8 ... 10 мкм. Разом з зношенням можливі руйнування внаслідок втоми та корозії. Причини останнього:

- недостатнє очищення рідини від твердих часток металу, шлаку, піску тощо, які проникають в зазори між деталями, що рухаються;
- зношення через кавітаційні процеси;
- посилене зношення через присутність води в робочій рідині;
- під час довгого простою обладнання може виникнути корозійне зношення. Фактор вологості викликає появу зношення на поверхні ковзання, що приводить до посиленого руйнування самої робочої рідини.

6.2.4. Вибір вогнестійких рідин

Найбільшою небезпекою в гідросистемах є швидке окислення робочих рідин, яке проявляється у вигляді займання чи вибуху. Саме це змушує шукати заміну мінеральним маслам, створювати негорючі синтетичні рідини або вогнестійкі суміші горючих і негорючих рідин (емульсії).

Усі рідини поділяються на такі, що легко запалюються, горючі, слабкогорючі та негорючі. Нафтові масла відносяться до рідин, які горять. Існує дві основні причини пожежонебезпечних ситуацій. Перша коли робоча рідина розпилюється під великим тиском, наприклад при прориві трубопроводу вона потрапляє на будь-яку розжарену поверхню. Мінімальна пожежонебезпечна температура цієї поверхні для усіх мінеральних масел знаходиться в межах 225 ... 280 °C незалежно від температури їх спалаху. Враховуючи не обхідний запас, поблизу гідрообладнання, яке працює на мінеральному маслі, не повинні бути розміщені відкриті поверхні, нагріті до 200 °C і більше. Друга, найбільш ймовірна ситуація: випари масла, випаровуючись, заповнюють деяку ємність або відсік, утворюють пароповітряну суміш. При концентрації випарів у суміші нижче певного рівня надлишок повітря поглинає теплоту, яка виділяється від зовнішнього джерела; при концентрації випарів більше цього рівня горіння не поширюється через недостаток кисню. Прийнято вважати, що у суміші повинно бути не менше 10 % кисню. Цим концентраціям відповідають і температури, до яких потрібно підігріти масло, щоб воно стало вибухопожежонебезпечним. Орієнтовно нижню межу температури горіння суміші можна прийняти на 25 % нижче температури спалаху, яке є стандартним параметром мінерального масла.

При роботі гідроприводу на відкритому повітрі ймовірність створення пожежонебезпечних умов невисока, зазвичай в них використовують стандартні мінеральні масла. При роботі обладнання під землею дуже важливо використовувати вибухопожежобезпечні матеріали, в тому числі робочі рідини, електричні кабелі тощо. Оскільки при використанні мінеральних масел недоліки в гідравлічній системі можуть викликати значне підвищення температури обладнання і рідини; можливий випуск рідини під тиском з системи до джерела спалаху, наприклад несправного електричного обладнання або гарячої поверхні металу; масляний туман або бризки з невеликої тріщини в рукаві високого тиску можуть викликати електричний заряд, який при-

веде до виникнення пожежі; у випадку виникнення пожежі, наприклад під землею, склад мінеральних рідин створює додаткову небезпеку спалаху цих рідин, ускладнюючи, таким чином, і без цього небезпечну ситуацію.

Вогнестійкі рідини, які створюються сьогодні, необов'язково є негорючими. Більшість з них при певних умовах, які можуть виникнути під час експлуатації, горить. Завданням таких рідин є не гасити полум'я, а перешкоджати горінню або запобігати поширенню полум'я. Вогнестійкі рідини можна поділити за такими категоріями у відповідності до СЕТОР (Європейського комітету з гідравлічних і пневматичних трансмісій):

- **емульсії "масло у воді" (категорія HF-A)**, що містять максимум 20 % горючих матеріалів. Зазвичай вони містять 1 ... 5 % мінеральних масел з добавками (емульсол) і 93 ... 95 % води. Емульсол або ретельно перемішується з водою, утворюючи емульсію, в якій він присутній у вигляді дрібнодисперсних крапель, або розчиняється у воді.

У цій рідині гідравлічним середовищем в основному є вода, а невелика кількість масла, яке розчинилося, забезпечує змащування та захист від корозії. Цьому типу рідини притаманні ті самі недоліки, що і воді, а саме: висока корозійна активність, неможливість використання при від'ємних температурах. Зовнішній вигляд цих емульсій нагадує молоко. Нові емульсії на синтетичній основі прозорі, що утруднює визначення їх концентрації на око. Тому необхідна їх періодична перевірка рефрактометрами;

- **емульсії "вода в маслі" (категорія HF-B)**, що містять до 60 % горючих матеріалів. Ці емульсії, які інколи називають "зворотними емульсіями", містять від 40 до 45 % води. Вони можуть використовуватися в достатньо великій кількості гідрообладнання як робоча рідина. Ці рідини зберігають багато позитивних властивостей базового масла, шляхом додавання антиокислювальних, протизношуваних та антикорозійних присадок. Однак властивості змащування у них нижчі, ніж у високоякісних гідравлічних масел. З урахуванням останнього фактору вони забезпечують тільки задовільну роботу гідрообладнання. Емульсія "вода в маслі" зазвичай має консистенцію вершків, в яких масло утворює однорідну фазу, а дистильована вода присутня у вигляді дрібних краплин.

Враховуючи дещо більше спрацювання при використанні цієї емульсії, фірми-виробники рекомендують їх для гідросистем з робочим тиском до

14 МПа та максимальною температурою до 65 °С;

• **водно-гліколеві і водно-гліцеринові робочі рідини (категорії HF-C).**

Вони містять 30 ... 60 % води, і на відміну від емульсій є розчинами, оскільки гліколі і їх присадки дійсно розчиняються у воді, а отже, стабільні при експлуатації. В розчини додають антикорозійні, противозношувачі та антипінні присадки. Водно-гліколеві рідини мають добрі характеристики за в'язкістю (в'язкість 140 ... 160 мм²/с) та сумісні з великою кількістю матеріалів, що використовуються в гідросистемах. Вони у великій кількості випускаються багатьма закордонними фірмами. Їх недоліки – електропровідність і горючість при вмісті води менше 30 %. Тому при випарюванні води можливе загорання гліцерину або гліколя (температура спалаху у відкритому тиглі 130 °С, температура samozагорання 400 ... 425 °С).

Водно-гліколеві рідини випускаються тільки для систем охолодження (антифризи, ТОСОЛ). Водно-гліцеринову рідину ПГВ використовують для гідросистем мобільних машин і корабельних гідроприводів, які працюють при температурі від 32 °С до 65 ... 70 °С. При цьому у міру випаровування води додають дистильовану воду.

Водно-гліцеринові рідини – промгідрол (ТУ-6-06-1140-78), які відрізняються від ПГВ більшою в'язкістю, випускаються для гідросистем промислового призначення, що працюють в умовах можливої пожежної небезпеки, наприклад гідросистемах доменної печі;

• **рідини, що не містять води (категорія HF-D).** До цих рідин, зазвичай, відносять рідини, які містять складні ефіри фосфорної кислоти, інші органічні ефіри або ефіри з синтезованих вуглеводнів. Вони є вогнестійкими рідинами, які забезпечують краще змащування ніж рідини, які містять воду, та придатні для роботи при високій температурі порівняно з мінеральними маслами (верхня температурна межа визначається впливом цієї температури на ущільнення). Багато синтетичних рідин, наприклад, складні ефіри фосфорної кислоти, несумісні з матеріалами гідропрстроїв а особливо ущільнень. Вони самі та продукти їх розкладу токсичні. Тобто, маючи ряд дуже корисних властивостей, ці рідини не відповідають комплексу усіх інших вимог. Крім того, їх вартість дуже велика, табл. 6.4, а ресурси сировини для їх виготовлення – обмежені.

Основні галузі застосування вогнестійких робочих рідин у вугільній

промисловості деяких зарубіжних країн можна узагальнити таким чином: емульсія “масло у воді” – гідравлічні крепи; емульсія “вода у маслі” – гідросистеми машин для проходки; водно-гліколеві розчини – гідросистеми ударних та бурових машин, у тому числі ручні – відбійні молотки, установки для буріння, гідросистеми транспортних машин; безводні синтетичні рідини – гідромуфти конвеєрів та стругів. Зазвичай емульсії “масло у воді” містять не менше 5 % емульсолу.

Таблиця 6.4 – Відносна вартість робочих рідин порівняно з вартістю базового масла [42]

Рідина	Відносна вартість
Масла:	
мінеральні без домішок	1
з комплексом домішок незагущені	2
з комплексом домішок загущені	4 ... 8
Емульсії:	
“масло у воді”	0,1 ... 0,2
“вода у маслі”	1 ... 2
Водно-гліколеві вогнестійкі рідини	25 ... 40
Рідини, які не містять води:	
на основі складних органічних ефірів кислот (дифіри)	30 ... 40
на основі полісилоксанів (силіконові)	100
галагенно-вуглецеві негорючі	140 ... 500
на основі складних ефірів фосфорної кислоти	8 ... 10

Таблиця 6.5 – Порядок властивостей різних робочих рідин за основними показниками [42]

Робоча рідина	Стійкість до зношення	Вогнестійкість	Вартість
	Порядок властивостей		
Масло мінеральне	1	5	2
Емульсія:			
"масло в воді"	5	1	1
"вода в маслі"	3	3	3
Водно-гліколева	4	2	4
Синтетична (складні ефіри фосфорної кислоти)	2	4	5

6.2.5. Усунення кавітації рідини

Надійність гідросистем значною мірою знижується при виникненні кавітації робочої рідини, яка відбувається при падінні тиску в будь-якій зоні нижче тиску насиченої пари при даній температурі. Рідина кипить, пухирці, які виділяються, захоплюються потоком та переносяться у зону більш високого тиску, де вони конденсуються. Оскільки процес конденсації відбувається з високою швидкістю, то частки рідини, які займають площину пухирця, зміщуються до центру до центра пухирця з великою швидкістю, яка збільшується. В результаті кінетична енергія часток рідини, які співударяються, викликає в момент завершення конденсації місцеві гідравлічні удари, що супроводжуються різким місцевим підвищенням у центрі конденсації тиску і температури.

Під дією цих гідравлічних ударів тиск перевищує межу пружності, а під дією високої температури відбувається місцеве руйнування поверхні (ерозія) деталей гідроагрегатів. Руйнуванню металу на початковій стадії сприяють місцеві дефекти на їх поверхні, і, в перше чергу, шорсткість та ризики, які утворились внаслідок механічної обробки деталей.

До розглянутих ударних дій часток рідини додається хімічний вплив на метал кисню, який виділяється з рідини, а також впливи електричного характеру. В результаті поверхня деталей в місці кавітації руйнується та набуває губчастої структури, причому глибина пор в багатьох випадках досягає декількох міліметрів.

У трубопроводі кавітація зазвичай виникає в результаті зменшення зовнішнього атмосферного тиску, наприклад, в результаті збільшення опору трубопроводу або, наприклад, підйому літака на висоту. Потік рідини в трубопроводі при кавітації стає двофазним, що складається з рідинної та парогазової фаз, в результаті чого відбувається зменшення пропускної здатності трубопроводів.

Особливо руйнівною для конструкцій є кавітація рідин у насосах, яка настає тоді, коли рідина під час всмоктування запізнюється від робочого елемента насоса (поршня, зубців або інших витискувачів). Кавітація настає в тих випадках, коли тиск на вході в насос стає недостатнім, щоб придати рідині прискорення, при якому буде забезпечена нерозривність потоку. При цьому прискорення швидкості потоку на вході у всмоктувальну камеру на-

соса повинна досягти швидкості елемента, який забезпечує всмоктування.

З появою кавітації знижується подача насоса, виникає характерний шум та спостерігаються різкі частотні коливання (пульсації) тиску в лінії нагнітання, ударні навантаження на підшипники та інші деталі насоса, які викликають швидке зношення останнього. Коливання в цьому випадку обумовлені тим, що неповністю заповнені камери насоса переносяться з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання. Зворотний потік рідини, що виникає при цьому викликає гідравлічний удар та ударне навантаження на підшипники й інші вузли насоса, тиск, який пульсує в трубопроводі, приводить до руйнування трубопроводів та виходу з ладу різних приладів.

Способи боротьби з кавітацією. Досвід показує, що при роботі в режимі кавітації повністю її усунути не вдається ніякими заходами. Потрібно не допускати умов виникнення кавітації. Для цього потрібно, щоб в усіх зонах гідросистеми тиск хоч би на 0,001 МПа перевищував тиск насиченої пари рідини у потрібному діапазоні температур.

Якщо уникнути кавітації не вдається, то необхідно для виготовлення деталей гідроагрегатів використовувати матеріали, стійкі до кавітації, та ретельно обробляти їх поверхню. Задовільну антикавітаційну стійкість мають тверді бронзи (АЖ9-4).

6.3. Регенерація робочих рідин

Проблема регенерації нафтопродуктів з кожним роком набуває все більшого значення, що пояснюється: по-перше, дефіцитністю сировини та неминучим підвищенням собівартості її видобутку, переробки і транспортування; по-друге, екологічними вимогами до максимального зменшення зливу нафтопродуктів у навколишнє середовище; по-третє, зменшенням довговічності обладнання внаслідок роботи на робочій рідині, яка втратила свої властивості. Зазначимо, що передчасний злив робочої рідини з гідросистеми приводить до невиправданих втрат нафтопродуктів, збільшення витрат на її злив та транспортування для регенерації на підприємства нафтозбуту, до простою устаткування. Затримка із заміною робочої рідини викликає інтенсивне зношення гідропрстроїв, зниження ККД, нагрівання, а отже, і швидке окислення робочої рідини, внаслідок чого для її відновлення необ-

хідно використовувати більш складні та дорогі засоби регенерації при збільшених відходах.

Найбільш раціональний шлях скорочення споживання робочих рідин – регенерація їх безпосередньо в ємностях машини і заміна тільки при капітальному ремонті.

Під дією впливу повітря, температури, тиску, зношування деталей та електричного поля відбувається зміна нафтопродуктів – розкладання, окислення, полімеризація та конденсація вуглеводнів, забруднення та заводнення. Відбувається як насичення нафтопродуктів сторонніми речовинами, які надходять зовні, так і хімічні перетворення, внаслідок чого виробляються сторонні речовини: асфальтосмолисті сполуки, різні солі, кислоти тощо. Все це змінює експлуатаційні властивості робочих рідин та приводить до їх старіння. Для легованих рідин важливим фактором є зношення присадок, їх поєднання з іншими речовинами, які входять до складу робочої рідини, що також приводить до старіння.

Термічне розкладання та утворення лаку можливе тільки при нагріванні нафтопродуктів більше 400°C , що характерно для моторних масел, але неможливо в робочих рідинах гідросистем. Під дією каталізуючого впливу дрібнодисперсної стружки міді розпад може початися при 150°C , однак така температура нехарактерна для гідросистем. Масла в гідросистемах працюють в умовах, які виключають можливість значних фізико-хімічних змін.

Головною причиною старіння мінеральних масел в гідросистемах є їх окислення, яке з часом приводить до її полімеризації з утворенням згущень. На відміну від смол та кислот ці згущення нерозчинні в маслі, в кращому випадку вони утворюють колоїдні розчини і випадають у вигляді відкладень – осадів. Слід відзначити, що в першу чергу окисляються молекули, які мають низькі властивості змащування. Якщо вилучити з рідини ці молекули, то решта її буде мати більш високі властивості змащування.

Основною причиною окислення робочої рідини є її забруднення твердими частками, особливо в присутності води. В маслі, в якому відсутня вода, навіть низькомолекулярні кислоти не є серйозною загрозою для машин. Наприклад, після 500-годинного випробування роз'їдання міді, заліза і сталі маслами з кислотним числом 1,5 мг КОН не перевищило 0,03 мг на 1cm^2 по-

верхні металу. Ці досліді вказують, що при наявності навіть малої кількості води роз'їдання за вказаний період досягає 0,70 мг на 1см², тобто перевищує корозію при відсутності води в маслі більш ніж у 20 разів.

Шлакоподібні продукти, які утворюються внаслідок окислення, відкладаються в зазорах, є причиною аварій гідросистем. У той же час існує думка, що незабруднені робочі рідини на основі нафти ніколи не зношуються. За даними експлуатації та досліджень, втрата робочими рідинами властивостей змащування відбувається тільки через десятки тисяч годин. Підтвердженням цього є їх робота в герметичних відсіках систем маслотеплоносіїв.

6.3.1. Установка для регенерації рідини в ємностях гідросистем

Регенерація робочих рідин та рідин для змащування, які працюють при температурі нижче 100 °С, проводиться на установках, які відділяють тільки механічні домішки та воду (фізичні методи регенерації). В цьому випадку використовують загальновідомі методи: відстоювання, центрифугування, фільтрування. Таким чином, зазвичай недоцільно здавати відпрацьоване масло з обладнання, а рекомендується очищення рідини в ємності гідросистеми установки для очищення рідини.

У більшості випадків вбудувати установку для очищення рідини в машину не вдається. Крім того, періодичність її роботи мала: один раз в 1 ... 2 місяці, навіть в дуже тяжких умовах. Тому, зазвичай, її роблять мобільною, з можливістю приєднання до того чи іншого резервуара. Наприклад, установка для очищення та заливання масла з центрифугою 1ЦФ (рис. 6.2). Як видно з цієї схеми, один кінець рукава приєднаний до зливної пробки, інший до – заливної. Конструкція цих пробок забезпечує їх відкриття тільки при натисканні на них штуцерів, які розміщені на кінцях рукавів. Таке виконання дозволяє зменшити витoki рідини при їх від'єднанні та захистити ємність від заливання в неї пристроями, які не мають примусової подачі рідини та очисних сіток, наприклад, лійками, маслянками тощо. Рідина з ванни багато разів проходить через центрифугу, очищується і після кожного проходу повертається до ванни. На очищення до потрібної чистоти потрібно біля 20 хв. Процес можна значно прискорити, якщо рідину, яку очищують, зібрати в окрему ємність, а потім спеціальною рідиною для промивання гідравлічних систем її промити, пропускаючи крізь фільтр рідину для промиван-

ня, а після її зібрати, а робочу рідину з резервного бака залити через центрифугу. Для цього потрібні дві ємності, одна з яких повинна бути рівною ємності бака.

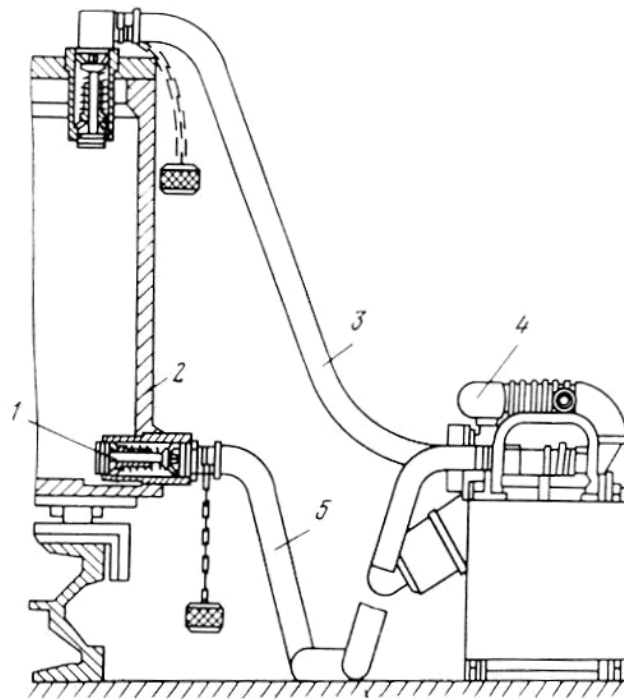


Рис. 6.2. Установка для очищення та заливання масла 1ЦФ: 1 – зливна пробка; 2 – бак; 3, 5 – рукава; 4 – насос

Застосування цих установок дозволяє, що найменше в два рази підвищити довговічність підшипників та зубчатих передач. На жаль, для гідравлічних систем отримана тонкість очищення недостатня. Розрахунки показують, що навіть при параметрах, які має ця установка, термін служби гідравлічних пристроїв може збільшитися на 20 ... 30 %, робочої рідини в 1,5 ... 2 рази.

Покращення параметрів установки за тонкістю очищення у три рази, навіть за рахунок зниження пропускної здатності, дозволило б повністю відновлювати властивості робочих рідин гідравлічних систем. Оскільки міжремонтний термін служби гідравлічних систем відносно малий, при раціональному виборі гідравлічного масла, вдалої конструкції ущільнень, які герметизують ємність, надійно працюючому “сапуні” або іншому пристрої, який підтримує тиск в ємності, правильно вибраному та встановленому фільтрі відповідно до параметрів гідросистеми, добре функціонуючих теплоо-

бмінниках, мінеральні масла можуть не замінюватися протягом усього міжремонтного терміну.

Оскільки основну функцію каталізатора при старінні масла виконують металеві частки, доцільно для регенерації застосовувати очищення рідини у магнітних та електростатичних полях, у яких затримуються частки розміром до 1 мкм. У той же час слід вказати, що центробіжні установки більш придатні до для очищення рідин з малою в'язкістю і з малим вмістом води, вони мають достатньо складну конструкцію, а їх випуск обмежений. На роботу на рідинах з малою в'язкістю поки розраховані і фільтри, які її очищують в електричному полі. Крім того, такі фільтри можуть працювати тільки з діелектричними рідинами, а наявність солей у воді не дозволяє очищувати емульсії.

Але тонкість фільтрації цими установками настільки висока, видалення бруду настільки велике, а розміри установки та енерговитрати настільки малі, що для мінеральних масел в умовах вибухонебезпечних приміщень має сенс поставити підігрівачі та застосовувати цей спосіб очищення. Потенційно це найбільш прогресивний спосіб фізичної регенерації.

ДонДТУ на базі повнопоточного гідродинамічного фільтра який обертається була розроблена та виготовлена установка для заправки і очищення рідини, яка успішно пройшла промислову перевірку в Україні та Польщі. Установка дозволяє як регенерувати рідину в ванні, так і заливати її в систему при одночасному очищенні, рис. 6.3. Вона містить корпус 1, який встановлено на колесах і на якому змонтовано фільтр 2, та насос 3, з'єднані між собою трубопроводом 4, на якому встановлено байпас 5 та перемикач 6 з ручкою 7. Вихід 8 фільтра 2 містить манометр 9, а вихід 10 з гнучким рукавом 11 з наконечником 12 на вільному кінці. Вихід 13 байпаса 5 містить заглушку 14. Вихід 15 насоса 3 має гнучкий рукав 16. Фільтр 2 і насос 3 мають приводи 17 і 18 відповідно.

Всмоктування масла з системи та подача його через фільтр проводиться насосом. Для забезпечення можливості заливання чистого масла, промивання системи, більш якісного очищення до установки додається дві ємності (бочки).

Якщо до впровадження установки технологією виробництва механізмів переміщення передбачався після закінчення випробувань злив масла і

відправлення його на регенерацію, то після впровадження установки рідина очищається від продуктів зношення при припрацюванні та повністю відновлює свої властивості. Потреба у нафтопродуктах на кожну машину знижується на 35 ... 40 %.

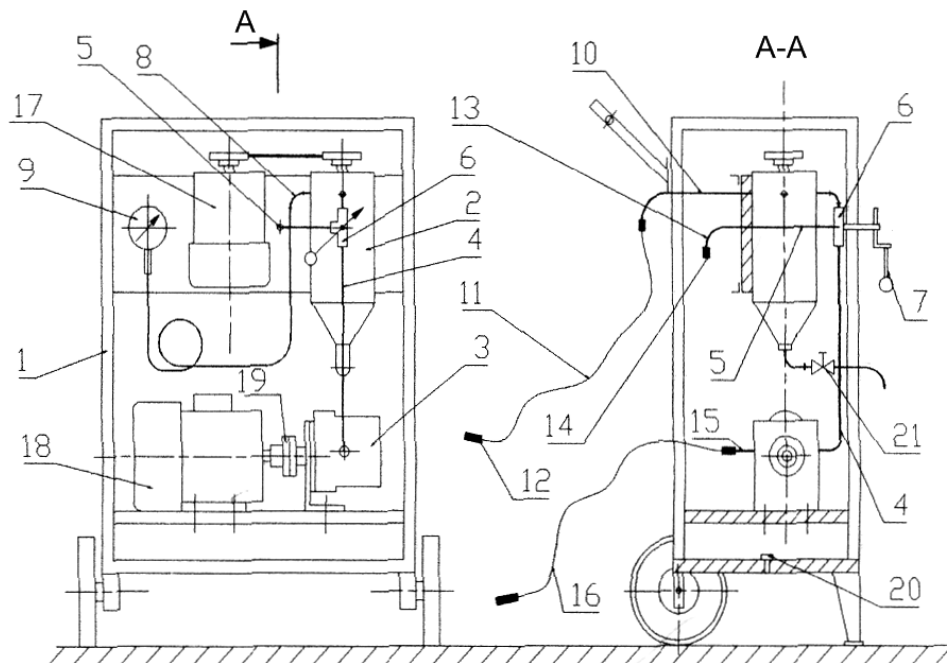


Рис. 6.3. Установка для заправки та очищення рідин УЗОМ-1: 1 – корпус; 2 – фільтр; 3 – насос; 4 – трубопровід; 5 – байпас; 6 – перемикач; 7 – ручка перемикача; 8, 10 – виходи фільтра 2; 9 – манометр; 11, 16 – гнучкі рукави; 12 – наконечник; 13 – вихід байпаса 5; 14 – заглушка; 15 – вихід насоса 3; 17, 18 – приводи; 19 – муфта; 20 – заглушка; 21 – вентиль

Загальним недоліком всіх описаних засобів регенерації є погане очищення від води і розчинників, які потрапляють до робочої рідини при виготовленні та експлуатації гідравлічних пристроїв. Зазвичай видалення води та розчинників проводиться випарюванням під вакуумом. Інколи використовують тверді поглиначі вологи, наприклад, силікагелі.

6.3.2. Стабілізація якості робочої рідини

Підтримання параметрів робочої рідини вимагає застосування певних заходів, починаючи з моменту проектування машини. Не менш важливе технологічне очищення деталей та вузлів у процесі їх виготовлення, беззаперечне виконання інструкцій з технічного обслуговування під час експлуатації, ретельне очищення деталей при ремонті.

Фільтри, які містяться в гідравлічній системі, очищують її від забруднень, що знаходяться у резервуарі. Однак частки бруду будь-якої величини, які знаходяться в гідросистемі, особливо з замкнутою циркуляцією рідини, спричиняють зношування гідровузлів. Фільтри забезпечують чистоту рідини в процесі експлуатації, а промивка – в процесі виготовлення.

У першому наближенні при виборі номінальної тонкості очищення фільтра для різних гідравлічних пристроїв можна користуватися рекомендаціями, наведеними в табл. 6.6.

Таблиця 6.6 – Рекомендації щодо вибору тонкості фільтрації

Вузол	Номінальна тонкість фільтрації, мкм
Насос:	
- аксіально-поршневий з нахиленим блоком циліндрів	25 ... 40
- аксіально-поршневий з шайбою яка гойдається	10 ... 15
- з шестернями зовнішнього зачеплення	25
- пластинчатий нерегулюємий	40
- пластинчатий регулюємий	25
- радіально-поршневий	40
Розподільчі, запобіжні та редуційні клапани	25
Золотникові розподільники	10 ... 25
Гідравлічна гвинтова передача	10
Сервоклапани	10

Вказана в табл. 6.6 тонкість фільтрації більш висока ніж зазори у відповідних прецизійних парах, оскільки, по-перше, абсолютна тонкість очищення у фільтрів значно грубіша, а по-друге, враховано вплив розмірів часток на зношування. Зазначимо, що в тих випадках, коли відмова будь-якого вузла може призвести до небезпечних для здоров'я обслуговуючого персоналу наслідків та значних економічних збитків, цей вузол повинен дублюватися.

6.4. Очищення деталей та вузлів гідросистем

Підвищення довговічності при виробництві гідросистем можливе при

виконанні таких завдань:

- ретельне зачищення усіх задирок та очищення окремих деталей після виготовлення;
- очищення та промивання усіх трубопроводів, особливо гнучких, перед збиранням;
- ретельне очищення робочої рідини, яка заливається, у гідросистему;
- очищення рідини фільтрами в процесі випробування, в тому числі технологічними повнопоточними фільтрами, вбудованими у силові магістралі. Режим випробувань не повинен допускати підвищення тиску в системі до повного її очищення від технологічних забруднень;
- з метою швидкого очищення резервуара від наявних у ньому забруднень необхідно мати винесену систему очищення.

Крім того, необхідно забезпечити потрібну чистоту повітря в приміщенні, де виготовляються та випробовуються гідроприспособи, оскільки наявний у повітрі пил розміром до 160 мкм може звести нанівець усі спроби очистити гідросистему.

6.4.1. Промивання трубопроводів

Проблема очищення довгих трубопроводів залишається невирішеною у всьому світі. Її розв'язання потребує вибору рідини для промивання, яка відповідає параметрам гідросистеми. Оскільки на початку випробувань баланс забруднень, які надходять до гідросистеми та очищуються фільтрами, не знаходиться в рівновазі, а кількість часток у силовому гідроприводі збільшується до максимуму на початку його роботи, а потім падає, необхідність у технологічних фільтрах, які встановлюють у зливному трубопроводі, стає очевидною.

Ефективність очищення, в першу чергу, залежить від режимів рідини, яка змиває (швидкості, тиску), вибору її типу, способів очищення цієї рідини при промиванні, об'єктивності контролю забрудненості гідросистеми. Особливе значення має визначення необхідної швидкості течії рідини по трубопроводу, достатньої для змивання часток бруду. Очевидно, що величина швидкості цієї рідини залежить від розмірів та щільності часток, їх форми, шорсткості внутрішньої поверхні трубопроводу, властивостей рідини для промивання, матеріалу та діаметра трубопроводу.

Швидкість потоку повинна діяти на частку таким чином, щоб подолати сили адгезії між нею і поверхнею та забезпечити її транспортування з гідросистеми. Турбулентна течія, при якій в рідині утворюються поперечні потоки, що захоплюють частки бруду, є найбільш раціональною. При цьому турбулентність течії повинна бути такою, щоб збурення досягли пограничного підпласту біля стінки, а ламінарний підпласт був менший за розміри частки бруду. Швидкості потоку при цьому повинні бути дуже великими, а числа Рейнольдса більш ніж $10^4 \dots 10^5$. Зазначимо, що турбулентність значною мірою залежить від шорсткості поверхні, оскільки за кожним горбиком виникає вихор, що порушує ламінарність підпласту. Якщо розміри частки більше товщини ламінарного підпласту, то критична швидкість може бути визначена за формулою [42]

$$v_0 = \frac{100 \sqrt[8]{R_r}}{\sqrt{7,5 + \sqrt[4]{Re}}},$$

де R_r – гідравлічний радіус трубопроводу; Re – число Рейнольдса.

Для малих часток, стосовно до гідропристроїв, найбільше поширення отримала формула, одержана на підставі експериментальних досліджень

$$v_y = v_{cp} (y/\delta)^{1/7},$$

де v_y – місцева швидкість потоку, що обтікає частку, м/с; v_{cp} – середня швидкість потоку рідини, м/с; y – відстань від стінки до точки, де визначається v_y , м.

Зазвичай приймають $y = d/2$; $\delta = 60/(Re \sqrt{\lambda})$ – товщина ламінарного підпласту, м. Масовий відрив часток від стінок починається при швидкості

$$v_{cp} = 1,3/v_0,$$

де v_0 – критична швидкість потоку у трубопроводі.

За середньою швидкістю потоку v_{cp} визначають потрібну для очищення трубопроводу подачу насоса

$$q_n = 3,3 \cdot 10^{-4} v_{cp} D^2, \text{ м}^3/\text{год},$$

де D – найбільший внутрішній діаметр трубопроводу.

Розрахунки за цими формулами показують, що для видалення часток розміром 5 ... 200 мкм у трубопровід необхідно подати 90 м³/год (~1500

л/хв) рідини, що нереально. Отже, промивання трубопроводів можна здійснювати тільки рідиною, що має малу в'язкість, наприклад керосином, водомасляною емульсією, яка має добрі змащувальні властивості. При використанні стенда для промивання з установкою для підігрівання рідини до 50 ... 60 °С значно підвищується її можливість до змиття бруду. Оскільки змащувальні властивості емульсії та керосину нижчі ніж індустриальних масел, промивання цими рідинами можливе тільки окремих деталей, а не гідросистеми у цілому.

Одним з шляхів підвищення ступеня очистки при промиванні тонких трубопроводів прийнято вважати збільшення тиску у стенді для промивання. При цьому за рахунок деформації трубопроводів відбувається зменшення адгезійних зв'язків, що сприяє змиву забруднення. Однак внаслідок того, що силові канали гідросистем зазвичай короткі та виконуються чи в масивних деталях, чи у трубах з товстими стінками, підвищення тиску при промиванні нерационально.

Значне підвищення ефективності очищення від забруднень окремих деталей дозволяє отримати ультразвукове промивання. Якість очищення залежить від параметрів ультразвукового поля, робочого середовища, операцій, які передували очищенню, характеристики забруднень та виробів (маси виробу його матеріалу, конфігурації та макро- і мікрорельєфів), способу зберігання тощо. Ступінь очищення деталей має ймовірнісний характер і не може точно прогнозуватися для конкретної деталі.

Залежно від вказаних факторів треба вибирати частотний діапазон, режим випромінювання, технологічне середовище, його температуру, наявність поверхнево-активних включень, бажано введення у рідину кавітаційних зародків. Ступінь очищення залежить також від попередніх операцій. Необхідні, наприклад попереднє замочування деталей в органічних розчинниках, їх підігрівання, дотримання певної відстані від деталі до випромінювача, зміна їх положення в акустичному полі у випадку екранування однієї деталі іншою. Важливу роль відіграє очищення технологічного середовища від забруднень, що потрапили в нього. Крім того, після ультразвукового очищення необхідно вводити додаткову операцію очищення.

Оцінюючи можливості ультразвукового очищення, слід відзначити:

– завдяки кавітаційним процесам, при правильному виборі режимів очищення, частки добре відокремлюються від поверхні;

– при багатосерійному виробництві, де є можливість створення окремих режимів для певних деталей, підбір режимів очищення та допоміжних операцій може виявитися економічно доцільним. При завантаженні ультразвукових ванн різними деталями, та ще й “навалом”, частина деталей неминуче виявиться неочищеною;

– необхідність подальшого очищення деталей може створювати небезпеку засмічення їх волокнами матеріалів для протирання. Крім того, необхідно підтримувати високу чистоту повітря в приміщенні;

– ультразвукове очищення допустиме тільки для окремих деталей. Для складальних одиниць такий спосіб нераціональний, оскільки у гідросистему необхідно вбудувати перетворювачі коливань. Спроби розв’язання цієї задачі поки не мали успіху.

Кавітаційні процеси у гідросистемі можна створити за допомогою кавітаційної шайби. Розрахунок площі місцевого звуження потоку на вході та виході у вузол для промивання (без врахування гідравлічних втрат) проводиться за формулою [42]

$$A = \frac{q}{\sqrt{2(p_n - p_n)/\rho - (q/A_{\text{нм}})^2}},$$

де A – площа звуженого перерізу на вході в агрегат для промивання; q – витрата рідини для промивання; p_n і p_n – відповідно тиски рідини для промивання у напірній магістралі і її насиченої пари при заданій температурі; ρ – густина рідини для промивання; $A_{\text{нм}}$ – площа поперечного перерізу напірної магістралі.

У той же час застосування гідродинамічної кавітації може привести до серйозної деформації поверхні деталей. Зниження кавітаційних процесів до безпечного рівня суттєво знижує і можливості промивання. Тому ділянкою застосування кавітаційного методу промивання може бути тільки очищення каналів, порожнин агрегатів, перехідників, фітінгів при умові підбору такого режиму, який би не викликав ерозії матеріалу деталі. Для промивання окремих трубопроводів, а тим більше трубопровідних систем у зібраному стані, цей метод не прийнятний внаслідок обмеженості довжини зони роз-

виненої кавітації.

Стенди для промивання, які розроблюються різними установами, відрізняються в основному принципом збудження коливань тиску, конструкцією акустичного блока (щоб не збуджувати коливань в насосі), частотою та амплітудою зміни тиску і витратою рідини.

ДонДТУ була розроблена та випробувана установка пульсуючого потоку, який створюється безклапанним насосом. В основу цієї установки покладено схему багатofазних пульсуючих передач. На валу приводного двигуна знаходиться ексцентрикова шайба 1 (рис. 6.4), яка взаємодіє з протилежно розташованими поршнями 2 і 11, які підтиснуті до шайби чи пружинами (рис. 6.4 а), чи тиском підживлення (рис. 6.4 б). При витисненні рідини з під одного з поршнів відкривається один зі зворотних клапанів 4 або 5 і рідина надходить на промивку. В поршневій порожнині другого поршня в цей момент відбувається розрядження (рис. 6.4 а), відкриваються зворотні клапани 6, 10 або 7, 9, які з'єднані з цим трубопроводом, та відбувається всмоктування.

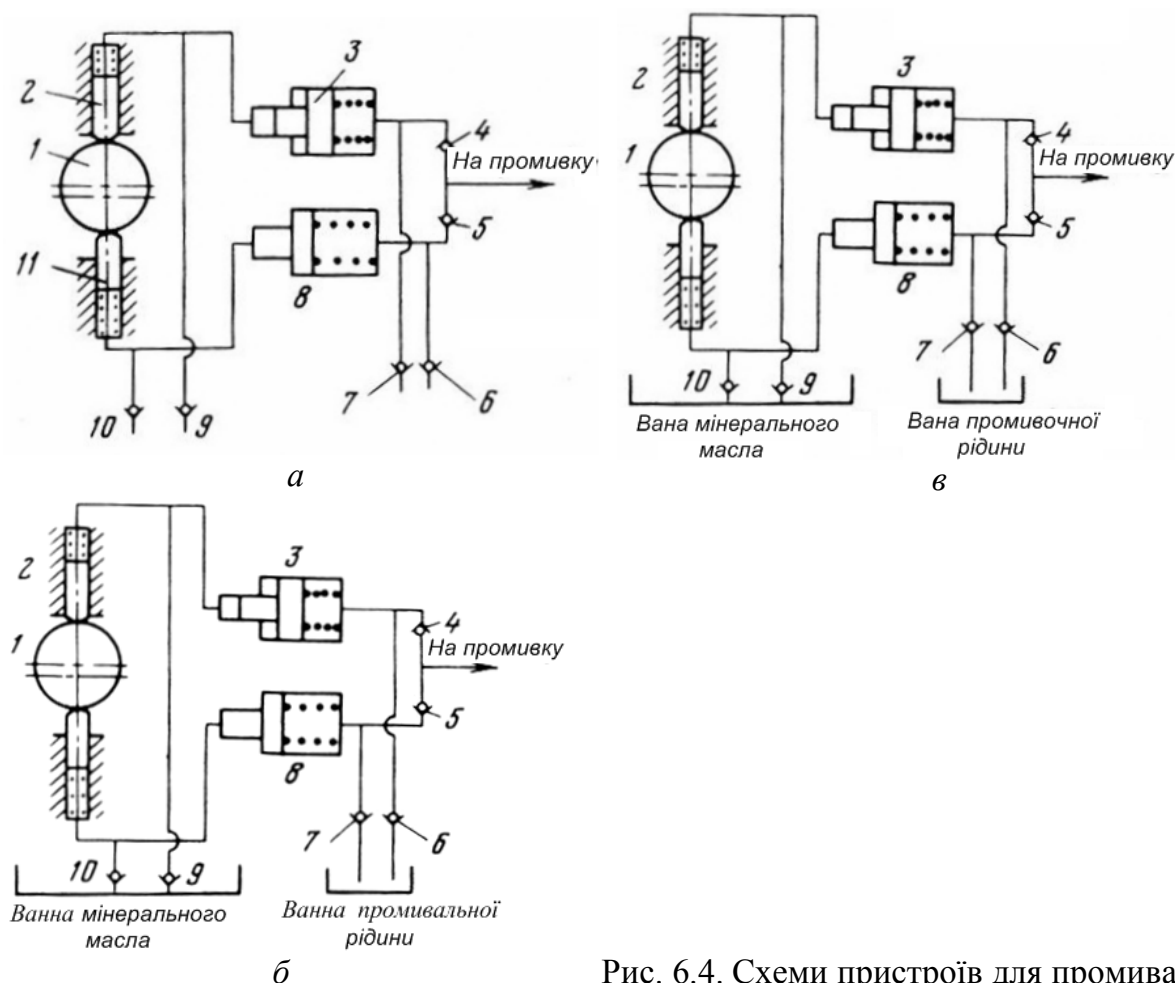


Рис. 6.4. Схеми пристроїв для промивання

За схемою, зображеною на рис. 6.4 б, рідина у поршневу порожнину надходить від насоса підживлення 13 через гідродинамічний фільтр 12, на якому затримуються частки бруду, які потрапили у ванну після її промивання. У трубопроводах після поршня вбудовані рухомі діафрагми 3 і 8 з східчастою перегородкою, які збільшують витрату рідини, що надходить на промивання при малому ексцентриситеті. Як і плунжери, діафрагми зводяться чи пружинами, чи під дією підпора. У останньому випадку східчаста перегородка через нерівність сил рухається в бік меншої площі.

Схема зображена на рис. 6.4 а більш проста, але потребує очищення рідини для промивання фільтрами, розташованими зовні. Це потребує використання ще одного приводу, каскаду фільтрів, фільтруючі елементи яких не регенеруються.

При конструктивному виконанні пристрою для промивання за схемою рис. 6.4 б, обидва ексцентрики (основного та насоса підживлення) розташовуються на одному валу, гідродинамічний фільтр забезпечує безперервне очищення поверхні фільтруючого елемента від часток, які осіли на ньому, та збирання цих часток в бункері. Ємність бункера така, що дозволяє спорожнювати його тільки при профілактичних оглядах стенда.

Схема, зображена на рис. 6.4 в, призначена для роботи на різних рідинах.

Оскільки поршні знаходяться у протифазах, подача рідини у систему відбувається за синусоїдою. Миттєва та максимальна витрата насоса визначається за залежностями:

$$q_n = eA \omega \sin \omega t \quad \text{та} \quad q_{n\max} = e A \omega,$$

де A – площа поршня; e – ексцентриситет, ω – частота обертання вала насоса.

За час одного оберту подача рідини в систему буде відбуватися два рази

$$q_{об} = 2e A \cdot 2 = 4 e A.$$

Хвилинна подача насоса

$$q_n = q_{об} n = 4e A n = 20 \omega e A / \pi.$$

Середня подача насоса

$$q_{n\text{ ср}} = 20 \omega e A / \pi.$$

Відношення максимальної витрати до середньої

$$k = \frac{q_{\text{н max}}}{q_{\text{н ср}}} = \frac{\omega A e \pi}{2 \omega e A} = \frac{\pi}{2} = 1,57.$$

Якщо не враховувати, що діафрагма східчаста, то можна прийняти, що подача рідини здійснюється звичайним двоплунжерним насосом з винесеними клапанами. Витрата рідини на промивання

$$q_{\text{п}} = m q_{\text{н}},$$

де m – кратність діафрагми.

Регулювання частоти пульсації здійснюється зміною частоти обертання вала приводного двигуна; амплітуди витрати – співвідношенням площ діафрагм, тиску – провідністю дроселя, встановленого на виході трубопроводів, які промиваються.

На рис. 6.4 в наведена гідравлічна схема для випадку, коли в якості рідини для промивання необхідно використовувати кислоту, сильний лужний розчин чи іншу хімічно активну рідину. Подачу такої рідини під великим тиском зазвичай технічно трудно здійснити, оскільки подавати її звичайним насосом неможливо, а використання спеціального лиття для всіх деталей насоса означало б зниження в багато разів ККД при тисках, які потрібні. Тому зазвичай у таких системах деталі “відмочувалися”, витримувалися певний час, нейтралізувалися, а тільки потім промивалися. Враховуючи низьку ефективність хімічної реакції у застійному середовищі, промивання різко подорожчає та буде потребувати більше часу.

На стенді рис. 6.4 в будь-яку рідину можна подавати безперервно з великою пульсуючою витратою та тиском. Рідина у гідравлічній системі розділяється діафрагмами, які коливаються з частотою обертання приводу. Відмінність схеми рис. 6.4 б від рис. 6.4 а в тому, що в момент всмоктування клапани 6 і 13 (або 7 і 14) всмоктують різні рідини: перший – мінеральне масло, яке найбільш сприятливе для роботи насоса, другий – хімічно активну рідину для промивання. При цьому перший (6 або 7) клапан тільки поповнює витоки, другий – заповнює праву (за рис. 6.4 б) підпоршневу порожнину діафрагми. Оскільки в другому варіанті рідина для промивання після очищення не надходить до насоса, та крім того, основну функцію виконує хімічна реакція, значення фільтрації не настільки важливе як у першому

варіанті.

Надійність насоса, який працює на чистому мінеральному маслі середньої в'язкості ($\nu_{50} = 30 \dots 50 \text{ мм}^2/\text{с}$), значно вище ніж на рідині для промивання. Якщо проблема очищення рідини для промивання і в цьому випадку стоїть достатньо гостро, то вона вирішується приєднанням насоса для підживлення за типом виконаного для промивання (рознесені клапани, діафрагми) з живленням забрудненою рідиною з системи клапанами з правої сторони діафрагми (аналогічно клапанам 13 і 14) та з подачею випрямляючого потоку на фільтр, виготовлений з нержавіючих деталей і приєднаних до клапанів 13 і 14.

6.4.2. Технологічне очищення гідросистем

Вище вказано, що основною причиною зношування гідровузлів – наявність часток забруднень, які залишилися після виготовлення деталей та їх зборки, і часток, які з'явилися в системі після випробувань. Останні з'являються в результаті дії на гострі кромки пульсації тиску, турбулентності, кавітації тощо. Якби ретельно деталі та вузли не промивалися, наявність в ній часток, небезпечних для гідравлічної системи, неминуча. Тому важливою проблемою є відбір цих часток при випробуваннях. Розрахунки показують, що промивати зібрану систему робочою рідиною неможливо, а використання рідин з малою в'язкістю в цьому випадку неприпустиме через низькі властивості змащування та великі витрати, що приводить до нагрівання гідравлічної системи.

Найбільшу кількість часток, які забруднюють гідравлічну систему, генерує насос. Тому при випробуваннях необхідно між насосом і гідромотором встановлювати повнопоточний фільтр, який захищає гідровузли та не дозволяє часткам бруду знову потрапити через трубопровід низького тиску до насоса і пришвидшити його зношування. Оскільки фільтр знаходиться під тиском та вбудовується в систему із замкнутою циркуляцією рідини, виключається застосування центробіжних сепараторів, гідравлічних циклонів і електростатичних фільтрів.

Реально застосування магнітного та механічного очищення. Однак при всіх перевагах магнітного очищення воно затримує в першу чергу феромагнітні частки і тільки частково немагнітні (зв'язані за рахунок адгезії з феро-

магнітними). Серед “неспійманих” часток для магнітних фільтрів – залишки паст для притирання, продукти зношування шліфувальних кругів, пригари на литво тощо. Твердість цих часток набагато більша за твердість металу, тому їх видалення особливо важливе.

Крім того, навіть в кращих конструкціях магнітних фільтрів з уловлювачами для часток можливе скидання часток, які осіли на магніт при великому їх “налипанні”. Отже, необхідне своєчасне розбирання та очищення фільтра. Тому такий фільтр можна розглядати як один з елементів каскаду очищення. Другим елементом цього каскаду повинен бути механічний фільтр. Досвід та розрахунки вказують, що вибір таких фільтрів для силової системи достатньо складний.

Максимальна величина частки, яка надходить на очищення, не може бути більша за подвійну тонкість фільтрування, а клас чистоти масла, яке надходить на очищення, за ГОСТ 17216 повинен бути не більш ніж на два класи нижче за потрібний. Враховуючи, що максимальна величина часток у системі становить 120 ... 200 мкм, для забезпечення необхідної чистоти потрібний як мінімум каскад технологічних фільтрів на 70, 35, 16 мкм, причому розміри поверхні фільтроелементів у каскаді повинні збільшуватись пропорційно квадрату відношень, тобто в чотири рази. Разом зі збільшенням фільтроелементів зростає відповідно і зусилля яке розриває корпус. Таким чином виникає необхідність у складній, дорогій конструкції установки для очищення. До того ж необхідна часта зміна фільтроелементів, для очищення яких, у свою чергу, необхідні спеціальні ультразвукові установки. Зазначимо, що фільтроелементи тонкого очищення взагалі не регенеруються. Більш простим виявилось використання саморегенеруючих повнопоточних фільтрів з пневматичним чи електромагнітним приводом для пульсації фільтроелемента.

Розрахунки та експерименти вказують, що такі повнопоточні фільтри забезпечують необхідний ступінь очищення у 15 ... 20 мкм, при розмірі вічка 70 мкм, що дозволяє подавати на очищення рідину 17-го класу чистоти за ГОСТ 17216 з частками до 150 мкм. Таким чином, відпадає необхідність у багатокаскадних схемах, фільтри не потребують очищення, виключається можливість їх забруднення, а завдяки крупній сітці площа поверхні фільтроелемента у шістнадцять разів менша, ніж у механічного статичного фільтра

рівної продуктивності та рівної тонкості фільтрації.

6.4.3. Гідродинамічне очищення

Пристрої для очищення рідини в основному базуються на традиційних способах відділення механічних домішок від рідини, які умовно можна поділити на дві великі групи: очищення в силових полях та механічне очищення.

До першої групи належать відстоювання, гравітаційне, центробіжне (гідроциклони і центрифуги), магнітне та електростатичне очищення. Кожному виду притаманні свої переваги та недоліки. При достатньо великій гряземісткості систем очищення у силових полях, осадження потребує багато часу, великої площі ванн для осаду, має малу продуктивність і залежить від густини часток, температури та інших умов. Недоліком центрифуг є складна конструкція, неможливість її вбудування безпосередньо в технологічний цикл, необхідність періодичного розбирання з наступним балансуванням, дуже великі енергетичні витрати на очищення тощо. Недоліком магнітного очищення є вилучення в основному феромагнітних часток, мала швидкість обтікання (до 0,01 м/с) тонкого шару рідини, у якому магнітний вплив ефективний, неможливість утримання на магніті великої маси вловлених часток, залежність ефективності від температури, відмови від ударів (для постійних магнітів) тощо. Недоліком електростатичного очищення є можливість роботи тільки у рідинах, які не проводять струм, низька продуктивність, велика вартість обладнання, підвищені вимоги до безпеки.

Недоліками механічного очищення (фільтрування) є мала гряземісткість збільшення перепаду тиску по мірі “забивання” отворів або пор у перегородці, наявність байпасного каналу, який перепускає без очищення частину рідини з лінії забрудненої рідини до лінії очищеної, обмеженість за ступенем забрудненості рідини, яка надходить для очищення, великі габарити, які зростають при підвищенні вимог до тонкості очищення або пропускної здатності, тощо. Все це приводить до періодичної заміни або регенерації фільтруючого елемента, вбудування сигнальних пристроїв і т. ін.

Слід зауважити, що наявність пилу в оточуючому середовищі дуже часто настільки велика (наприклад, у вугільних забоях), що заміна фільтрое-

лементів у гідравлічних системах вносить забруднень в систему більше ніж за весь час експлуатації.

Таким чином, можна сформулювати вимоги до ідеального фільтра: безперервне очищення з чітко обмеженою верхньою границею розмірів часток; необмежена гряземісткість; малий та постійний перепад тиску; велика пропускна здатність при малих габаритних розмірах; необмежений термін служби без використання змінних фільтроелементів або таких, що регенеруються; не потребують технічного обслуговування; можливість його вбудування безпосередньо в гідравлічну систему; незалежність ступеня очищення від вмісту (в межах розумного) механічних домішок в рідині, яка надходить на очищення, як за масовим, так і за гранулометричним складом, незалежно від типу рідини; мала вартість, яка практично не повинна залежати від тонкості очищення однакової кількості рідини. Ряд вимог є суперечливими, наприклад, висока тонкість очищення і висока гряземісткість. Найбільш близькі до ідеалу є гідродинамічні фільтри які розроблені, досліджені, удосконалюються в ДонДТУ понад тридцять років та з незмінним успіхом випускаються і застосовуються у багатьох галузях промисловості.

В основу роботи фільтрів покладено теорію руху часток поблизу фільтроелемента. На відміну від традиційної схеми фільтрування, коли потік рідини спрямовано перпендикулярно до поверхні фільтроелемента, у гідродинамічних фільтрах потік направлено вздовж поверхні, рис. 6.5. Фільтр, виконаний за традиційною схемою, затримує тільки частки з розмірами, більшими за розміри фільтруючої чарунки. При цьому, якщо частки бруду застрянуть у чарунці, то витягти її надзвичайно важко, і фільтроелемент втрачає працездатність. У гідродинамічному фільтрі крізь чарунку проходять частки явно менше, ніж величина чарунки, наприклад, якщо розмір чарунки 1,5 мм, то крізь фільтр пройдуть частки розміром менше ніж 0,5 мм. Таким чином забезпечується постійна “чистота” чарунок та безперервне самоочищення фільтра.

Відносна швидкість крупних часток і фільтроелемента забезпечується двома способами:

- деяка кількість рідини, яка фільтрується (6 ... 15 %), скидається разом із забрудненнями в ємність, з якої забирається рідина на очищення, а решта (85 ... 94 %) надходить до споживача, рис. 6.6. У більшості випадків рідина,

яка скидається, надходить до іншого споживача, вимоги до очищення якого нижче. Такі фільтри називаються “неповнопоточними”. Протягом останніх років разом з виробниками з Польщі ці фільтри були модернізовані таким чином, щоб рідина з лінії скидання після очищення у динамічних відстійниках за допомогою ежекторів знову надходить до лінії подачі рідини, яка надходить на очищення. Таким чином фільтр стає повнопоточним, і вся рідина, яка подається насосом на фільтр, очищується;

- фільтроелемент здійснює обертовий або коливальний рух. Кутова швидкість в цьому випадку набагато менше ніж у центрифуги, оскільки не ставиться завдання відкидання часток від поверхні. Такі фільтри називаються повнопоточними, рис. 6.7. Їх конструкція більш складна, тому їх застосовують там, де неприпустимо скидання частини потоку або густина часток незначно перевищує густину рідини.

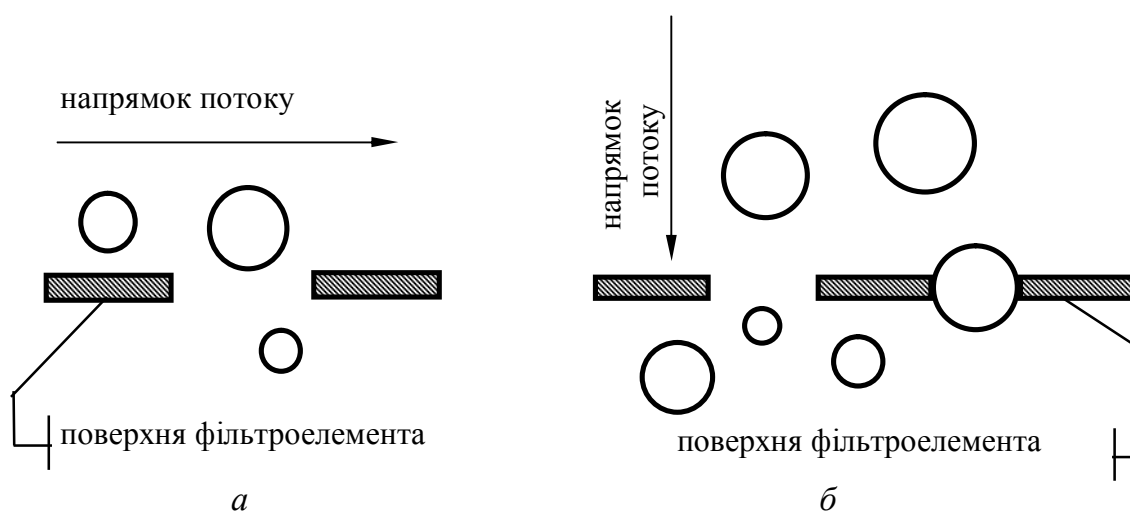


Рис. 6.5. Схеми фільтрації: *а* – гідродинамічний фільтр; *б* – традиційна система фільтрації

Після вбудування повнопоточних фільтрів у гідросистеми комбайнів для добування вугілля у півтора рази збільшився ресурс роботи механізмів переміщення комбайнів до капітального ремонту, на 30 % зменшився випуск гідромашин для ремонту таких комбайнів. В усіх таких комбайнів надійно працює система сервозолотників, чого не вдавалося досягти при застосуванні інших схем очищення. Двадцять три тисячі електрогідравлічних вентилів, які автоматично регулюють за допомогою прецензійних золотни-

ків потоки води, роками працюють на брудній шахтній воді і завдяки гідродинамічному очищенню ні разу не відмовили в експлуатації.

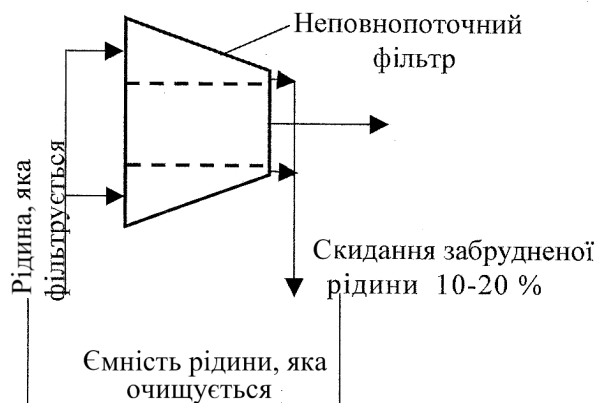


Рис. 6.6. Схема неповнопоточного фільтра

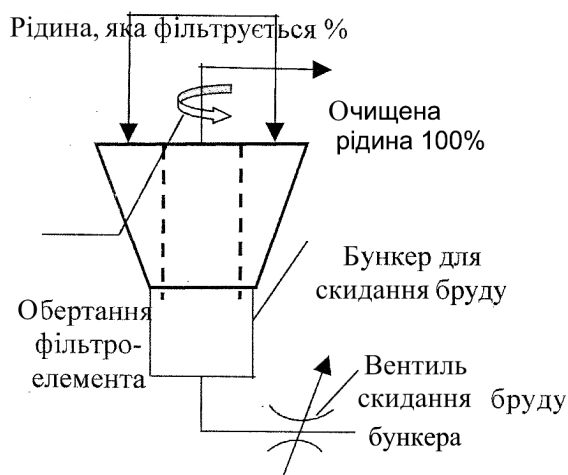


Рис. 6.7. Схема повнопоточного фільтра

Сім років без огляду очищується гідродинамічними фільтрами масло для змащування підшипників рідинного тертя в киснево-компресорному цеху Алчевського металургійного комбінату та на прокатному стані сортопрокатного цеху Донецького металургійного заводу. Шістсот сорок тисяч доларів США економії на рік отримав АвтоВАЗ (м. Тольяті) завдяки очищенню гідродинамічними фільтрами фарб і ґрунтовок для фарбування автомобілів. Такі фільтри було встановлено на лінії фарбування автомобілів на АЗЛК (м. Москва).

Безперервно, протягом двох років (потім спостереження були припинені), очищував фарби, які йшли на пістолети для фарбування, гідродинамічні фільтри надтонкого очищення (до 10 мкм) на ЗАЗі (м. Запоріжжя). Завдяки вбудуванню гідродинамічного фільтра у гідросистему, знову, після десятирічної перерви, почав працювати в Об'єднаних Арабських Еміратах потужний морський підйомний кран, збудований у США. На 40 % збільшився випуск якісних фольгированих діелектриків на заводі "Молдавізоліт" (м. Тирасполь) після очищення гідродинамічними фільтрами епоксидно-формальдегідних смол, лаків і клеїв.

Гідродинамічними фільтрами, які випускаються у Польщі за ліцензією ДонДТУ, оснащуються системи зрошення комбайнів для добування вугілля та проходки, конвеєрів, місць перевантаження. Рівень запиленості впе-

рше став відповідати санітарним нормам і зникла загроза захворювання си- лікозом.

Повнопоточні гідродинамічні фільтри очищують моторні масла і па- ливо, а неповнопоточні – нафту при її добуванні. На базі повнопоточних гі- дравлічних фільтрів розроблені та використовуються установки для зали- вання, фільтрування та очищення рідин безпосередньо в ємностях. Вони легко вручну перекачуються між устаткуванням (маса біля 60 кг), мають продуктивність 15 ... 80 л/хв, вловлюють частки, що перевищують 15 мкм. Крім того, така установка дозволяє заливати, відсмоктувати та переливати рідину з будь-яких ємностей. Треба відзначити, що така установка в п'ятнадцять разів дешевша від аналогів та не потребує змінних фільтроеле- ментів, кожний з яких коштує біля сорока доларів США.

Застосовуються гідродинамічні фільтри для очищення забруднених та стічних вод. У світі немає аналогів, які забезпечують таку ж пропускну зда- тність при тій же тонкості очищення яку можуть забезпечити фільтри над- високої продуктивності ДонДТУ. Таких прикладів можна навести багато.

Гідродинамічні фільтри випускаються на пропускну здатність від 4 л/хв до 1000 м³/год з тонкістю очищення до 0,025 мм, для масел, води, ла- ків, фарб, палив, емульсій, рідин для змащувань та охолодження, клеїв й ін. Вони зазвичай встановлюються послідовно з магнітним повнопоточним фі- льтром, потім ці фільтри приєднуються до силової лінії, яка виходить з гід- ромотора до насоса. В цьому випадку тиск у системі дорівнює тиску підпо- ру. У випадку використання фільтрів, корпуси яких витримують максималь- ний тиск системи, більш логічним є вбудова фільтрів у силову лінію жив- лення. В усіх випадках першим, за напрямком руху рідини, встановлюють магнітний фільтр, а потім гідродинамічний.

6.4.4. Контроль якості очищення деталей від механічних домішок

Оскільки зношування пропорційне третьому-п'ятому ступеню тиску, випробування, принаймні, протягом двох годин, необхідно проводити без навантаження, на холостих обертах.

Найбільш складною проблемою в процесі промивання як окремих де- талей, так і всієї системи є контроль чистоти деталей. Як правило, викорис- товуються непрямі методи визначення чистоти робочих рідин: за допомогою автоматичних лічильників; за допомогою мікроскопа; пришвидшеними ме-

тодами і візуальним оглядом. Усі ці методи не відображають повною мірою фактичну чистоту деталей. Особливо це стосується початкової стадії, коли прилиплі до деталі частки це “відмокають”.

Відомі такі способи прямого контролю забрудненості металевих поверхонь: органічними забруднювачами – зануренням у чисту деіонізовану воду, контроль здійснюється за розривом водяної плівки, за запотіванням та шляхом конденсації водяної пари. Найбільш чутливим з цих способів є конденсація водяної пари. На повітрі деталь охолоджується до температури нижче точки роси, в місцях забруднень вода збирається в краплі, в інших вкривається тонким шаром інею. Чим більша частка забруднення знаходиться на поверхні, тим більша за розміром крапля її оточує. Спеціальні лічильники вимірюють ступінь забрудненості.

Для огляду глибоких отворів використовують гнучкі ендоскопи, в головках яких є мікроскопічна система, а зображення по волоконних джгутах передається на екран.

6.5. Ущільнення

Ущільнення (вузли герметизації гідропневмоагрегатів) є однією з основних причин, які приводять до їх відмов. При належній якості та правильній експлуатації термін їх експлуатації становить сотні годин роботи. Так, наприклад, термін роботи якісних ущільнюючих гумових кілець круглого перерізу (без захисних кілець) становить 500 ... 700 год, при використанні захисних кілець з шкіри, які запобігають видавлюванню ущільнюючих кілець у зазор, термін роботи може бути збільшений у 1,5 ... 2 рази. Зазначимо, що значна кількість відмов у гідросистемах пов’язана з втратою герметичності.

Виявити втрату герметичності (витоки) виявити легко, якщо робоча рідина має яскравий колір. Наприклад, за пропозицією ДонДТУ в емульсію Універсал-1 додано люмінесцентний барвник.

Однією з основних причин відмов, пов’язаних з порушенням герметичності, є витоки рідини у з’єднаннях трубопроводів, які зумовлені виробничими дефектами та порушенням правил експлуатації. Зменшити кількість місць, де можливі витоки рідини, можна шляхом використання модульного монтажу гідроапаратів, в тому числі і вбудованих, та використанням звар-

них і паяних з'єднань.

Всі ущільнюючі пристрої за характером ущільнюючих з'єднань діляться на три основні групи:

- ущільнення для нерухомих з'єднань;
- ущільнення для з'єднань зі зворотно-поступальним рухом;
- ущільнення для з'єднань з обертальним рухом.

Залежно від умов експлуатації тип ущільнення потрібно вибирати згідно з наведеними в табл. 6.7 даними [15].

Конструкція та розміри ущільнень, а також місця для їх посадки наведені у стандартах, вказаних в [15].

Необхідно зазначити, що в гідропневмоагрегатах набули широкого поширення гумові ущільнюючі кільця і манжети, принцип дії яких полягає у тому, що за рахунок пружної деформації утворюється попереднє напруження, яке передається на стінки ущільнюючої деталі, що і забезпечує герметизацію з'єднань при нульовому та малому тиску ущільнюючого середовища. Очевидно, що герметичність з'єднання буде забезпечена лише при такому стисненні гумового ущільнюючого елемента між металевими поверхнями, які ущільнюються, при якому буде створено контактний тиск гуми на метал, який забезпечить ізоляцію робочого середовища при заданому його тиску.

Величина початкового напруження, яке створюється в гумі за рахунок її монтажного стиснення, з часом зменшується переважно внаслідок релакційних процесів у гумі, а також втрати неї пружних властивостей при зниженні температури оточуючого середовища. Оскільки манжета (кільце) повинна зберігати ущільнюючі властивості при зниженні температури протягом заданого терміну роботи, то при визначенні початкового напруження необхідно враховувати ці причини для того, щоб воно залишалось достатнім для забезпечення герметизації робочого середовища при заданому тиску.

Таблиця 6.7 – Рекомендації щодо вибору ущільнень

Тип ущільнення	Робочий тиск, МПа, не більш	Швидкість руху, м/с, не більш	Температурний інтервал працездатності, °С	Робоче середовище	Вид з'єднання
1	2	3	4	5	6
Манжети гумові зменшеного перерізу для гідравлічних пристроїв за ГОСТ 14896-74	50,00	0,5	Від –50 до +150	Мінеральні масла на основі нафти; вогнестійкі гідравлічні рідини; вода прісна	Зворотно-поступальний
Манжети (комірці) гумові ущільнюючі діаметром до 300 мм для гідравлічних пристроїв за ГОСТ 6969-54	32,00	–	Від –35 до +80	Теж саме	
Манжети гумові для ущільнення гідроциліндрів за ГОСТ 22704-77	10,00	1,5	Від +10 до +80	Мінеральні масла на основі нафти	
Ущільнення шевронні гумові для гідравлічних пристроїв за ГОСТ 22704-77	63,00	3,0	Від –50 до +100	Мінеральні масла на основі нафти; вода прісна	
Кільця гумові ущільнюючі круглого перетину за ГОСТ 9833-73 і ГОСТ 18829-73: для гідравлічних пристроїв для пневматичних пристроїв	32,0 10,00	0,5	Від –60 до +200	Мінеральні масла на основі нафти; вогнестійкі гідравлічні рідини; вода прісна Повітря, що містить розпилене масло	

1	2	3	4	5	6
Кільця гумові ущільнюючі прямокутного перерізу за ОСТ2 А56-4-72	60,00	1,5	Від –15 до +80	Мінеральні масла на основі нафти; вода прісна	Зворотно-поступальний
Кільця ущільнюючі S-подібного перерізу за ОСТ3 121-81: для гідравлічних пристроїв для пневматичних пристроїв	32,0 10,0	0,5 при тиску до 1,0 МПа 0,1 при тиску більше 1,0 МПа	Від –45 до +100	Мінеральні масла на основі нафти Повітря, що містить розпилене масло	
Кільця ущільнюючі Т-подібного перерізу для ущільнення золотників пневматичних пристроїв	0,05-1,0*	3,0	Від –20 до +60	Повітря, що містить розпилене масло	
Манжети гумові для ущільнення пневматичних пристроїв за ГОСТ 6678-72	1,0	1,0	Від –65 до +150	Повітря, що містить розпилене масло	
Грязезнімачі гумові для штоків гідравлічних і пневматичних циліндрів за ГОСТ 24811-81 і ОСТ 38.551-74	0,1	0,5	Від –50 до +150	Забруднене, запилене, загазоване і вологе середовище з домішками мінерального масла на основі нафти, вогнистійких гідравлічних рідин, прісної води	

Закінчення табл. 6.6

1	2	3	4	5	6
Манжети гумові армовані для валів за ГОСТ 8752-79	0,05	20,0	Від –60 до +170	Мінеральні масла на основі нафти; вогнестійкі гідравлічні рідини; вода	Обергальне
Торцеві ущільнення для валів за ОСТА51-2-78	0,63	20,0	Від 0 до +70	Мінеральні масла на основі нафти	
Кільця гумові ущільнюючі круглого перерізу за ГОСТ 9833-73 і ГОСТ 18829-73: для гідравлічних пристроїв	50,00	–	Від –60 до +200	Мінеральні масла на основі нафти; вогнестійкі рідини; вода прісна	Нерухоме
для пневматичних пристроїв	40,00	–		Повітря, що містить розпилене масло	
Прокладки для різьбових з'єднань за ОСТ2 А52-5-72	32,00	–	–		Нерухоме
Прокладки ущільнюючі для різьбових з'єднань за ГОСТ 23358-78	40,00	–	Від –30** до +400		

*Тиск вказано у робочому інтервалі.

**Залежно від матеріалу прокладки.

6.5.1. Ущільнення для з'єднань зі зворотно-поступальним рухом

Зазвичай у якості таких ущільнень використовують кільця гумові ущільнюючі круглого перерізу, рис. 6.8. Під час монтажу такого кільця необ-

хідно витримати строгу концентричність між кільцевою канавкою під кільце і зовнішньою поверхнею (дзеркала) поршня або циліндра. При порушенні концентричності кільце в одній своїй частині буде надмірно обтиснуте, а з діаметрально протилежної сторони може втратити контакт з ущільнюючою поверхнею.

За умови $e > k$, де e – величина ексцентриситету осі канавки відносно зовнішньої поверхні поршня і k – величина номінального попереднього обтиснення кільця, кільце в одній своїй частині буде обтиснуте по поперечному перерізу, і герметичність ущільнення порушиться. При визначенні величини k – монтажного обтиснення кільця, необхідно також враховувати можливість однобічного відтиснення поршня (штока), ефект якого буде рівнозначний як і розглянутої ексцентриситету канавки.

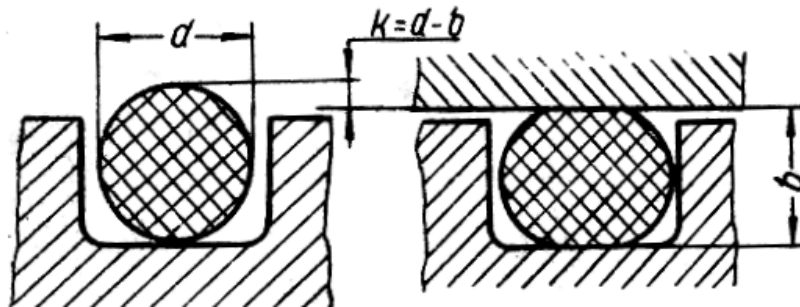


Рис. 6.8. Схема ущільнення гумовим кільцем круглого перерізу

Втрата необхідної герметичності (щільності) контакту ущільнюючого кільця з ущільнюючою поверхнею може також виникнути внаслідок впливу рідини на матеріал кільця. У результаті вимивання з гуми пластифікаторів, які додаються до неї для надання їй пружності при низьких температурах, внаслідок чого відбувається її збіднення, що необхідно враховувати при визначенні величини попереднього обтиснення кільця. Практично це забезпечується тим, що фактичні розміри кільця вимірюються після його знаходження протягом деякого часу (2 ... 3 доби) у робочій рідині. Також можна рекомендувати зберігання кілець у робочій рідині в період між їх виготовленням та монтажем.

Важливим фактором, який визначає термін роботи ущільнюючої пари, є запобігання дії на неї абразивних часток. Для зменшення можливості потрапляння цих часток в ущільнюючий вузол зовні необхідно використовувати гумове або шкіряне скребкове кільце, рис. 6.9 а, яке щільно обіймає зов-

нішній кінець штока, і при русі останнього зчищає з нього бруд. У деяких випадках для цієї ж мети з зовнішньої сторони ущільнюючого гумового кільця розміщують (в окремій канавці) металеве розрізне кільце, рис. 6.9 б.

При роботі ущільнюючих кілець у середовищі з поганою здатністю змащування повинно бути забезпечено змащування кілець. Для цього канавки, у яких розміщено кільця, до їх монтажу заповнюються густим мастилом. Для цієї ж мети використовують спеціальні, насичені густим мастилом, фетрові кільця, які розміщують у спеціальних канавках з двох боків ущільнюючого кільця, рис. 6.9 в.

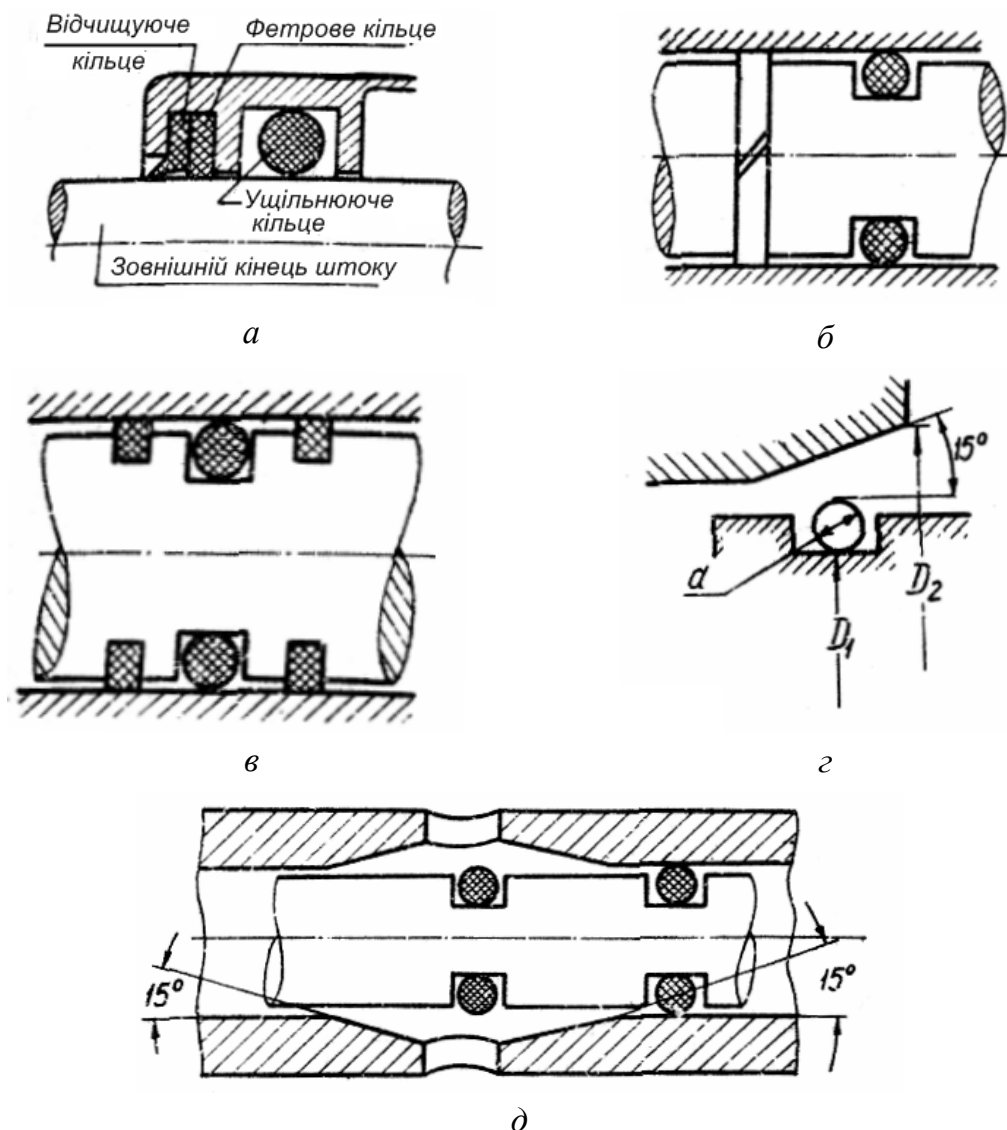


Рис. 6.9. Схеми пристроїв для запобігання механічним пошкодженням ущільнюючих кілець

Для запобігання пошкодження кільця під час монтажу рекомендується виконувати на з'єднаних деталях фаску під кутом $15^\circ \dots 20^\circ$, на такій довжині, щоб на початку входу кільця в циліндр його поперечне обтиснення було відсутнім, рис. 6.9 з. При цьому повинна бути виконана умова: $D_2 > D_1 + 2d$. Аналогічні фаски повинні бути передбачені в місцях розташування різних каналів та отворів, які знаходяться в межах ходу кільця при роботі агрегату, рис. 6.9 д.

6.5.2. Ущільнення для з'єднань з обертальним рухом

Існує два види таких ущільнень:

- ущільнення по колу вала (радіальні ущільнення);
- ущільнення по торцевих поверхнях (торцеві ущільнення).

Основною відмінністю роботи ущільнюючих вузлів для з'єднань з обертальним рухом від вузлів для з'єднань зі зворотно-поступальним рухом є те, що в ущільнюючих з'єднаннях з обертальним рухом контакт ущільнюючого кільця з невеликою металевою поверхнею постійний. Це приводить, особливо при великих колових швидкостях, до значного нагрівання контактуючих поверхонь вала та ущільнення. Тому створення надійних ущільнень для з'єднань з обертальним рухом має певні труднощі через високу концентрацію тепла на поверхні тертя.

Радіальні ущільнення. У машинобудуванні поширені манжетні ущільнення радіального типу. Контактний тиск манжети на вал досягається посадкою її з деяким натягом, а також зусиллям браслетної пружини та тиском рідини на манжету. Розміри манжети вибирають таким чином, щоб при її монтажі на вал внутрішній діаметр ущільнюючих губок був збільшений на 5 %. Внутрішній діаметр манжети у вільному стані повинен бути приблизно на 2 мм менше за діаметр вала.

Для виготовлення манжет радіального типу зазвичай використовують маслобензостійку гуму, різні гумоподібні матеріали і рідше шкіру. Гума повинна зберігати пружні властивості при всіх можливих в експлуатації температурах, а також не втрачати з часом свої фізичні властивості.

Ущільнення, виконані зі шкіри, забезпечують великий термін роботи, менш вимогливі, чим ущільнення з гуми, до чистоти поверхні вала, який вони ущільнюють, придатні для роботи при відносно поганому змащуванні і

для герметизації валів, які обертаються, у забрудненому робочому середовищі. Для виготовлення манжет зазвичай використовується шкіра, оброблена дубильними речовинами у вигляді дуба або хромпіка. Ущільнюючі елементи, виконані зі шкіри можна використовувати для колових швидкостей вала до 10 м/с. Ущільнення з синтетичних гум можуть добре працювати при колових швидкостях на поверхні обертання до 15 м/с.

Розглянуті ущільнення для з'єднань з обертальним рухом зазвичай використовуються при тиску до 0,2 МПа і тільки в окремих випадках при тиску до 0,5 МПа. Слід мати на увазі, що коли тиск перевищує 0,1 ... 0,15 МПа, колова швидкість вала повинна бути меншою за 5 ... 6 м/с.

Добре зарекомендували ущільнення типу УМА (ущільнення манжетне армоване) рис. 6.10. Воно містить манжету, виконану з масло стійкої гумової суміші, з пружинним кільцем, яке забезпечує притискання робочої кромки манжети до поверхні вала, який обертається (або втулки, насадженої на вал). Для збільшення жорсткості манжета армована сталевим кільцем. Манжету монтують у глухій розточці. Для полегшення монтажу манжети на розточці під кутом 15° виконують вхідну фаску. За рахунок натягу манжета утримується в розтоці, отже, додаткових пристроїв для її кріплення не потрібно.

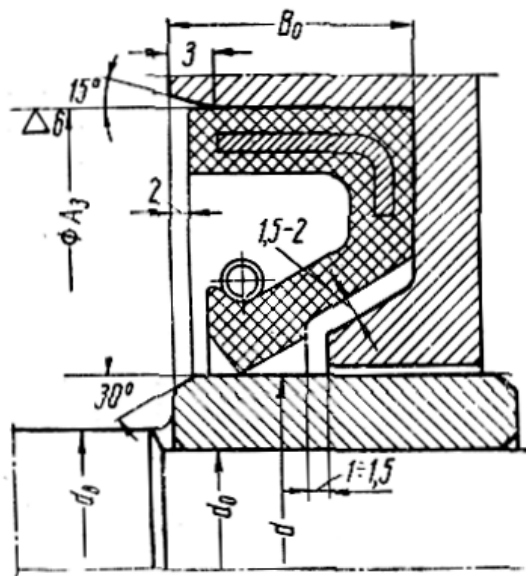


Рис. 6.10. Ущільнення манжетного типу УМА

Для зменшення спрацювання вала або втулки в місці контакту з ущільнюючою кромкою манжети рекомендується поверхні тертя загартовувати до

твердості не нижче $HRC = 50$, а потім хромувати. Для отримання чистоти поверхні тертя не нижче V 9, вона повинна поліруватися.

Цей тип ущільнень призначений як для запобігання витоку робочої рідини з внутрішніх порожнин гідроагрегатів, так і для запобігання від проникнення всередину води та бруду при перепаді тиску не більше 0,05 МПа, температури нагрівання до 120 °С та швидкості ковзання не більше за 10 м/с. Однак такі ущільнення можуть працювати при перепадах тиску до 0,8 МПа, у таких випадках для запобігання вивертання манжети з її тилу повинен бути розміщений конусний упор. Середні витoki рідини при роботі такого ущільнення становлять біля 0,5 ... 1,0 см³/год.

Спрацювання вала та ущільнюючої кромки манжети. Виникнення відмови радіального манжетного ущільнення більш ніж у 50 % випадків відбувається внаслідок спрацювання поверхні вала. Стійкість вала з підвищенням його твердості практично не підвищується. За даними спостережень інколи спрацювання в цьому випадку навіть збільшується. Однак, якщо підвищувати стійкість за рахунок хромового покриття, то спрацювання зменшується, але збільшується ймовірність відшарування цього покриття.

Момент тертя, а отже, і температура контакту в місці ущільнення залежить від чистоти обробки вала, причому при тиску середовища яке ущільнюється, до 0,3 МПа момент тертя зі збільшенням чистоти поверхні зазвичай зменшується, а при тиску більше за 0,3 МПа – збільшується. Взагалі чим вища чистота контактуючої поверхні, тим більше термін роботи. Практично достатньо мати середньоквадратичну висоту нерівностей поверхні 0,4 ... 0,6 мкм і ущільнення буде працювати роками.

Рекомендації щодо контролю ущільнюючого вузла:

- на робочій ділянці вала (в місці контакту) не повинно бути подієпин, задирів, слідів корозії та інших дефектів. Овальність вала не повинна перевищувати 0,01 мм;
- при наявності слідів обробки у вигляді гвинтових мікроканалок вони повинні бути спрямовані проти напрямку обертання вала для того, щоб заважати витіканню рідини;
- на манжеті не повинно бути напливів, сторонніх включень, пухирів та інших дефектів, особливо на робочій кромці і посадочній поверхні;
- перед монтажем манжети повинні бути витримані на протязі 8 ... 12

год при температурі 50 °С. При встановленні манжети треба змастити тонким шаром густого мастила. Через шліци, канавки для шпонок манжети можна встановлювати тільки за допомогою спеціальних оправок.

Ущільнення кільцями круглого перерізу. Такі кільця можуть використовуватися для з'єднань з обертальним рухом за звичайною схемою (при встановленні кілець під прямим кутом до осі обертання) тільки при відносно малих швидкостях та навантаженнях. Радіальне стиснення кільця в цьому випадку не повинно перевищувати 5 ... 6 % від його поперечного перерізу, колова швидкість вала – 2 м/с. Ці обмеження обумовлені тим, що на поверхні контакту виникають неприпустимо високі температури, які приводять до старіння гуми та швидкої відмови ущільнення.

Для полегшення умов роботи кільце встановлюють під деяким кутом ($\alpha = 3 \dots 5^\circ$), рис. 6.11, до площини, перпендикулярної до осі вала, завдяки чому значно покращується змащування поверхонь контакту та відводу від них тепла. Зазначимо, що встановлення кільця під кутом $\alpha = 3^\circ$ знижує коефіцієнт тертя приблизно у два рази порівняно зі звичайним встановленням кільця в площині, перпендикулярній до осі вала.

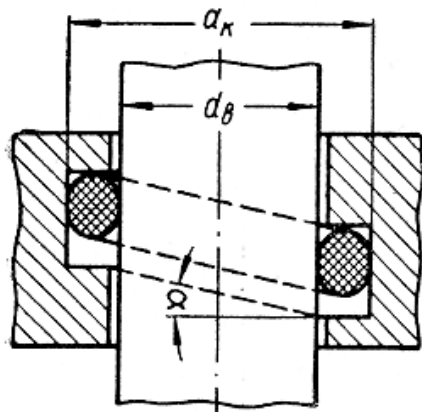


Рис. 6.11. Герметизація вала, який обертається, гумовим кільцем круглого перерізу

Такі кільця придатні для роботи при колових швидкостях вала до 2,5 ... 3 м/с та тиску рідини до 0,5 МПа. Радіальне стиснення кілець повинно бути у межах 9 ... 11 %. При зменшенні колової швидкості до 1,5 м/с радіальне стиснення, при збереженні тієї ж температури, можна збільшити до 13 %. При коловій швидкості 0,5 м/с тиск рідини може бути збільшений до 5 МПа.

Слід зазначити, що розміри ущільнюючого кільця і канавки для його розміщення повинні бути підібрані таким чином, щоб не відбувалося прове-

ртання кільця в канавці відносно осі вала. Для цього момент сили тертя кільця в канавці не повинен перевищувати момент сили його тертя по валу який обертається. Для забезпечення цього монтажний натяг кільця в канавці повинен перевищувати натяг по валу. В практиці розміри кільця і вала підбираються таким чином, щоб кільце надівалося на вал без розтягу, тобто внутрішній діаметр кільця у вільному стані повинен бути рівним або незначно більшим діаметра вала – d_v . Зовнішній діаметр кільця у вільному стані повинен бути на 5 ... 8 % більшим за діаметр дна канавки – d_k .

Ущільнення торцевого типу. Для роботи в умовах високого тиску робочих рідин і великих обертів вала, особливо у з'єднаннях з високою температурою, знайшли застосування ущільнення торцевого типу, в яких ущільнююча поверхня, яка рухається, контактує зі зовнішньою поверхнею в площі, перпендикулярній до осі вала, рис. 6.12.

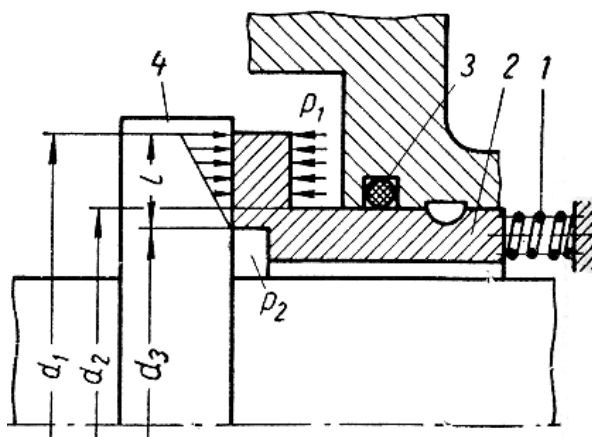


Рис. 6.12. Торцеве ущільнення: 1 – пружина; 2 – ущільнююче кільце; 3 – гумове кільце круглого перерізу; 4 – металеве опорне кільце (букса)

Ущільнююче кільце 2 кріпиться до вала, який обертається, або з'єднується з нерухомим корпусом, а опорне 4 у першому випадку кріпиться до корпусу, а в другому – до вала, який обертається. При цьому одне з кілець повинно мати можливість переміщуватися вздовж осі під дією пружини 1, яка притискує одне кільце до іншого. Зазначимо, що кільце 2 виготовлено з м'якого антифрикційного металу, а кільце 4 – з металу, що має велику твердість.

Пружина 1 створює попередній контактний тиск на поверхнях кілець 2 і 4, який достатній для недопущення витоків рідини при нульовому чи близькому до нього тиску робочої рідини.

При збільшенні тиску до зусилля пружини 1 додається зусилля тиску

рідини p_1 , яке діє в тому ж напрямку, завдяки чому контактний тиск (питоме навантаження) пари ковзання буде збільшуватися пропорційно збільшенню цього тиску. Гумове кільце круглого перерізу 3 ущільнює рухомий елемент (кільце) по поверхні осевого ковзання. Ці ущільнення можуть використовуватися при колових швидкостях ущільнюючого вузла до 50 м/с і вище та при тиску ущільнюючого середовища до 40 МПа.

Для зниження контактного тиску площа $A = \pi(d_1^2 - d_2^2)/4$, на яку діє тиск рідини p_1 , який притискає рухоме в осьовому напрямку кільце 2 до кільця, що обертається 4, меншої площі $A = \pi(d_1^2 - d_3^2)/4$, по якій відбувається контакт цих кілець. Правильним підпором співвідношення $A/A_1 = k_p$, яке називають коефіцієнтом урівноваження, можна отримати контактний тиск кілець нижче за тиск робочого середовища.

Приймаючи, що безпосередній контакт поверхонь пари ковзання відсутній (сили, що діють на кільця, урівноважені), а течія рідини у зазорі підпорядковується гідродинамічному закону, умова рівноваги осевих сил прикладених до рухомого в осьовому напрямку кільця, буде мати вигляд

$$A_1 p_{cp} - A \Delta p \pm F_{тр} - F_{пр} = 0,$$

де p_{cp} і $\Delta p = p_1 - p_2$ – середній тиск рідини у зазорі між контактуючими поверхнями кілець і перепад тиску відповідно; p_2 – тиск у зливній порожнині; $F_{тр}$ – сила тертя кільця; $F_{пр}$ – зусилля пружини.

За умови, що порожнина зливу з'єднана з атмосферою $\Delta p = p_1$. Внаслідок того, що у правильно сконструйованому ущільненні сума $F_{тр} + F_{пр}$ зазвичай не перевищує 5 ... 8 % осевого зусилля тиску рідини, яке діє на рухоме в осьовому напрямку кільце, в розрахунках нею нехтують. При цьому припущені останнє рівняння має вигляд

$$p_{cp} = p_1 \frac{A}{A_1} = \frac{p_1(d_1^2 - d_2^2)}{d_1^2 - d_3^2}, \text{ або } \frac{p_{cp}}{p_1} = \frac{d_1^2 - d_2^2}{d_1^2 - d_3^2}.$$

Припускаючи, що розподіл тиску в зазорі у радіальному напрямку по ширині $l = (d_1 - d_3)/2$ ущільнюючої поверхні буде лінійним, що буде справедливо за умови, коли поверхні, які утворюють зазор, паралельні, можна записати $p_{cp} = p_1/2$ (у припущенні, що $p_2 = 0$). Відповідно до цього рівновага сил тиску рідини на ущільнюючому кільці з урахуванням дії сили рідини,

під якою відбувається розклинення, при лінійному розподілі тиску у зазорі наступить за умови

$$k_p = \frac{A}{A_1} = \frac{d_1^2 - d_2^2}{d_1^2 - d_3^2} = 0,5.$$

При вказаному значенні коефіцієнта k_p щільність контакту кілець, необхідних для збереження герметичності, досягається лише зусиллям натягу пружини 1. Оскільки розподіл тиску в зазорі прийнятий лінійним, коефіцієнт k_p зазвичай вибирають більш ніж 0,5, оскільки у протилежному випадку зусилля тиску рідини у зазорі може перевищити притиснення кілець, і ущільнення “розкриється”.

Для ущільнень з шириною контактної поверхні $l = 4 \dots 5$ мм при використанні масел з малою в’язкістю рекомендуються такі значення коефіцієнтів урівноваження: для тиску робочого середовища більше 0,8 ... 1,0 МПа значення $k_p = 0,55 \dots 0,6$ та – нижче 0,8 МПа – $k_p = 0,6 \dots 0,65$.

Важливою умовою досягнення герметичності ущільнення є забезпечення правильних геометричних форм деталей та якості ущільнюючих поверхонь. При високих швидкостях ковзання особливого значення набуває перпендикулярність герметизованої площини до осі вала, яка при швидкостях порядку 40 м/с і вище повинна бути витримана в межах 0,01 мм на радіусі 25 мм; відхилення від плоскостності не повинні перевищувати 0,8 ... 1,0 мкм. Чистота обробки робочих поверхонь ущільнюючих кілець повинна бути Ra 0,32.

Якість ущільнень значною мірою залежить також від правильного вибору матеріалу контактуючих кілець. Розповсюджена пара з бронзового та чавунного ущільнюючого кільця та сталюого опорного кільця (букси) з цементованою поверхнею. Чавун придатний для роботи з маслами з малою в’язкістю, гасом та бензином. Зазначимо, що при використанні масла з великою в’язкістю перевагу надають бронзовим кільцям.

Останнім часом для виготовлення поверхонь герметизуючи кілець механічних ущільнюючих пристроїв стали використовувати вугільно-графітові, графітометалеві та керамічні матеріали, а також керамічне покриття по металу і політетрафторотиленові пластмаси з наповнювачем (вугілля або скловолокно).

6.5.3. Ущільнення для нерухомих з'єднань

Такі з'єднання зазвичай герметизують за допомогою податливих прокладок або за допомогою гумового маслобензостійкого шнура. Як прокладки застосовують лист з гуми, пароніт, картон або металеві прокладки з декапиту. Останні необхідні в тих випадках, коли зазор визначається як результат суми відхилень розмірів по довжині деталей, які утворюють його. Більш піддатливі матеріали при стисненні кришкою або фланцем ущільнюються, заповнюючи впадини, які залишилися після механічної обробки, і герметизують систему. Однак при багатократному збиранні та розбиранні деформована поверхня прокладки не потрапляє у попередні борозни, при цьому виникають зазори, по яких відбуваються витіки та в систему потрапляє запилене повітря. Міцність прокладки мала, тому дуже часто вони потребують заміни після кожного розбирання.

Для гідросистем, у яких пред'являються підвищені вимоги до герметизації, використання гумового шнура дозволяє отримати значний ефект. У фланці кришки або корпусу фрезерується канавка, глибина якої за величиною менше діаметра кільця на 10 ... 30 %. У цю канавку клеєм, який з'єднує метал і гуму, приклеюють круглий шнур з гуми, кінці якого зрізають під гострим кутом та заклеюють, утворюючи замкнутий контур. Використання шнура потребує збільшення ширини фланців, товщини кришки або фланця в корпусі та дуже трудомістке при виготовленні. Крім того, під дією високої температури та легованих масел гума старіє, втрачає еластичність, зменшується у розмірах, і на стику виникає зазор. Шліфування поверхні для ущільнення безпосередньо стиком – дуже вартісний процес, причому не завжди ефективний через короблення деталей при їх природному старінні.

У техніці ущільнення привалочних площин поширені спеціальні ущільнювачі, які мають високі адгезійні властивості по відношенню до металів (липкість), а також високу в'язкість, яка перешкоджає їх витіку із зазору. Зазвичай такі ущільнювачі, які виготовляють з дефіцитних та вартісних компонентів, за малий проміжок часу старіють та застигають у зазорі, заповнюючи риски та борозни і герметизують зазор. При кожному розбиранні цей шар необхідно видаляти, що потребує додаткових витрат ручної праці.

ДонДТУ та заводом АЗМОЛ була розроблена і виготовлена нова невисихаюча замазка для ущільнення стиків. Маючи велику липкість по від-

ношенню до металів, замазка не змінює своєї в'язкості при роботі, та має масловодостійкість при підвищених температурах.

У ДонДТУ перевірялась ефективність цих замазок на стику роз'ємів корпусів скребкових конвеєрів. Вибір місця дослідження обумовлено тим, що цей стик є найбільш "маслотекучим" місцем серед усього комплексу машин у вугільному забої. Заводом-виробником між корпусами перед розточуванням встановлюється картонна прокладка товщиною 1 мм. Після короблення деталей через старіння при ремонті цей стик між корпусами стає нерівномірним – різниця в зазорі становить 0,8 мм. Як прокладку використовують більш тонкий картон або ватман для того, щоб зменшити цю різницю.

З'єднання стику болтами частково перетискує зовнішнє кільце підшипника, частково залишається зазор по стику і люфт в інших підшипниках. Це приводить до швидкого виникнення відмови у редукторів конвеєрів, які пройшли капітальний ремонт. Якщо врахувати, що конвеєр стикований валом з гідравлічною муфтою, яка нагрівається до 100 °С і вище, отже, ущільнення та стики цих машин працюють у дуже тяжких умовах.

Під час випробувань ущільнюючою замазкою покривалися плоскі привалочні поверхні корпусів та кришок. До температури 50 °С витоків по стику не спостерігалось. При температурі 60 ... 80 °С виток за час випробувань у редукторах, які незмазані герметиком, становили 5 % рідини, яка була залита до редуктора (2 год роботи), в той же час як на редукторах, які змазані герметиком, витоків були відсутні. Витоків ущільнюючої замазки не спостерігалось. При збільшенні зазору до 0,3 мм витоків в ущільненні не спостерігалось.

Багатократне збирання та розбирання корпусів редукторів показало, що липкість замазки зберігається навіть після нагрівання протягом декількох годин. Добрі результати отримані при випробуваннях дослідної партії замазки як на спеціальних стендах, так і при перевірці її працездатності на шахті. Використання ущільнюючої замазки дозволяє відмовитися від ущільнюючих елементів, суттєво знизити витоків робочої рідини при меншій вартості виготовлення деталей за рахунок відмови від шліфування привалочних площин та фрезерування канавок.

Захист ємностей гідросистем від забруднень. При роботі у пильно-

му середовищі велика кількість шкідливих домішок потрапляє з оточуючої атмосфери. Для гідросистем зі зворотно-поступальними двигунами (гідроциліндрами) руйнування ущільнень – основне джерело відмов. Наприклад, у вугільній промисловості гідроциліндри – найбільш масовий вузол механізованих кріплень, їх працездатність визначає працездатність усього комплексу. При наявності абразивних часток у робочій рідині, внаслідок специфіки роботи гідравлічних стояків манжети, які розраховані на ресурс 15 ... 20 км ходу, виходять з ладу через 100 ... 200 м ходу. Аналогічна картина спостерігається при дослідженні відмов гідроциліндрів на закордонному устаткуванні. Таким чином, для гідроприводів, які мають велику кількість гідроциліндрів, вивчення причин спрацювання ущільнень і розробка на цій основі способів захисту системи від забруднень – один з важливих шляхів різкого підвищення надійності системи.

Проблема ущільнення деталей гідровузлів, які обертаються та рухаються поступально, складна і багатопланова. Надійне ущільнення потребує взаємоузгодження конструкцій, матеріалів і технологій виготовлення як ущільнюючих пристроїв, так і пристроїв ущільнюючих деталей, режимів роботи гідравлічних пристроїв, характеру їх деформації і перекосів при роботі, умов оточуючого середовища, робочих рідин, на яких працює гідропривід, тощо. Слід враховувати також зміни, які відбуваються у матеріалі ущільнень і в рідинах з часом, і вплив на ці зміни перерахованих вище факторів.

6.6. Методи зниження рівня коливань та шуму в гідроприводах

Першочерговим завданням при конструюванні гідросистем з низьким рівнем шумових характеристик є застосування малошумних комплектуючих елементів (насосів, гідроапаратури, виконавчих гідродвигунів) та правильне компонування їх у гідроприводі з використанням засобів звукоізоляції. Встановлено: для всіх типів насосів краще реалізовувати необхідну потужність шляхом підвищення тиску, ніж збільшення подачі за рахунок збільшення частоти обертання, бо збільшення рівнів створюваного звуку в останньому випадку вище; два, насоси необхідної потужності, які разом працюють, забезпечують менший рівень звуку, ніж один великий насос.

Методи зниження шуму в насосах, гідромоторах, приводних електродвигунах та в гідроапаратурі наведені нижче.

В аксіально-поршневих насосах кромка вікна нагнітання торцевого розподільника повинна бути затягнута у напрямку обертання на оптимальний кут, який відповідає режиму плавного підвищення тиску у робочих камерах насоса до рівня тиску у нагнітальному колекторі. У насосах високого тиску з клапанним розподіленням робочої рідини шум може бути знижений за рахунок модернізації клапанів розподілення. Нагнітальними клапанами таких насосів можуть бути затвори з плоскою або конічною ущільнюючою фаскою, сферичні та інші.

Для радіально-поршневих насосів можуть бути застосовані методи оптимального вибору геометричних характеристик розподільників з метою зниження шуму. Інша можливість зниження рівня звуку радіальних насосів і гідромоторів – це їх виконання у вигляді дворядних об'ємних машин зі зміщенням рядів поршнів за фазою, внаслідок чого зменшуються коливання подачі та тиску, обумовлені особливостями кінематики. Завдяки цьому досягається більш рівномірна подача та значно зменшений рівень звуку.

У радіально-поршневих насосах та гідромоторах повного усунення змінних моментів можна досягти при розміщенні двох рядів циліндрів з парним числом поршнів і кутовим зміщенням один відносно одного та передачі моменту обертання на обидва ряди за допомогою реверсивної муфти, що забезпечує протилежний напрямок обертання рядів поршнів.

У шестеренних насосах із зовнішнім зчепленням роторів виникають гідродинамічні коливання, утворені стисненням робочої рідини в замкнених об'ємах камер, внаслідок чого відбувається пульсація подачі, коливання тиску, високі рівні звуку. Для зниження амплітуди цих коливань виконують розвантажувальні канавки на корпусних деталях насоса. Більш ефективний засіб для зниження рівня шуму шестеренного насоса – збільшення кількості зубів коліс.

Зниження шуму приводних електродвигунів досягається вибором оптимальної пружності та демпфувальних властивостей з'єднувальної муфти і точним centruванням роторів. Характеристики муфти повинні забезпечувати компенсацію коливань кінця вала насоса та демпфірування передачі крутильних коливань від ротора насоса ротору електродвигуна. Для згладжу-

вання крутильних коливань можна використовувати інерційний маховик. Проте неправильне установлення маховика може збільшити амплітуду коливань вигину.

Аеродинамічний шум, що створюють ротор і вентилятор електродвигуна, зазвичай зменшується заповненням пазів ротора епоксидними смолами та заміною металевого вентилятора гнучким пластмасовим.

Підвищений шум підшипників електродвигуна може бути усунений шляхом заповнення їх консистентними мастилами. Добрих результатів щодо зниження шуму електродвигунів досягають шляхом застосування прецизійних підшипників і виготовлення корпусних деталей зі сплавів, що мають високий коефіцієнт демпфірування, наприклад марганцевомідних.

Для зменшення рівня шуму використовують засоби віброізоляції насосних установок. Значне зменшення рівня звуку забезпечується встановленням між насосом та його опорою звукопоглинаючого фланця. При встановленні потужних насосів на лапах використовують різномунітні еластичні віброопори (гумометалеві конструкції).

Шум гідроапаратури зумовлений конструктивними особливостями та режимами роботи може бути знижений шляхом правильного вибору діаметрів умовних проходів, удосконалення проточної частини та підвищення стійкості рухомих елементів, а також оптимальної швидкодії їх перемикачів.

Пульсація витрати та тиску робочої рідини, що надходить в гідравлічні апарати, створюючи змінну гідродинамічну силу на запірно-регулюючих елементах, викликає їх коливання. Тому розрахунок цих гідродинамічних сил і правильний підбір геометричних характеристик запірно-регулюючих елементів гідроапаратури повинен проводитися для кожного конкретного випадку відповідно до особливостей їх функціонування.

Шум, що виникає внаслідок ударів рухомих елементів у гідравлічних апаратах, може бути усунений застосуванням “мокрих” електромагнітів, рухомий якір яких рухається у мастилі, тому енергія ударів при перемикачів значно знижується. Цей шум також може бути зменшений через демпфірування енергії ударів при розміщенні магніту у пластмасовому корпусі.

Зменшення шуму в гідроприводі можна також досягнути шляхом відповідного вибору демпфірувальних конструкційних матеріалів для його елементів. При створюванні агрегатів гідроприводів можуть бути використані конструкційні матеріали, які перетворюють зовнішню енергію на внут-

рішню та розсіюють енергію механічних коливань. До таких матеріалів з підвищеними демпфівальними властивостями належать марганцево-мідні та нікелево-титанові сплави, чавуни з високим вмістом вуглецю, різні полімери, композиційні матеріали.

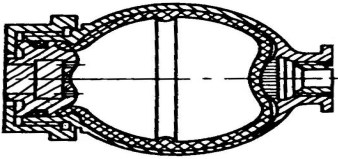
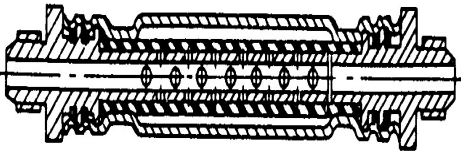
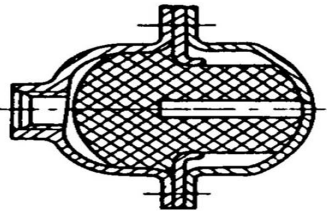
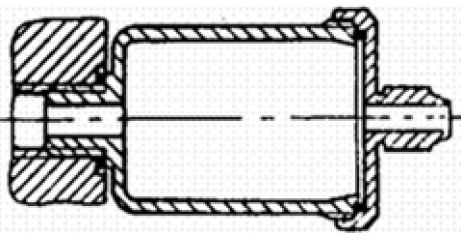
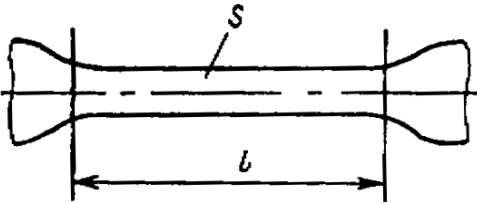
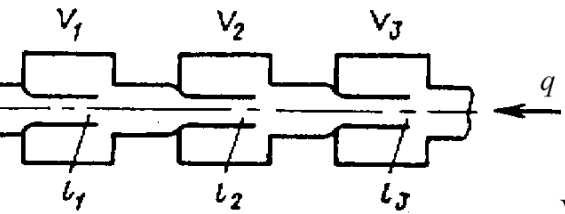
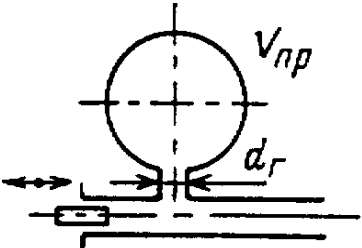
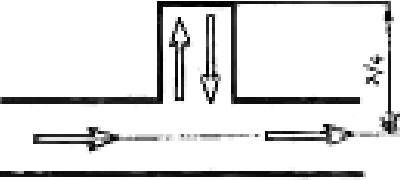
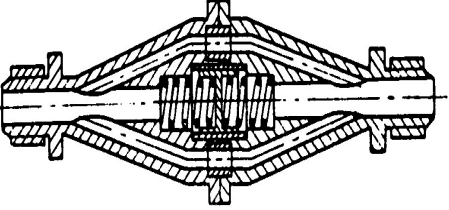
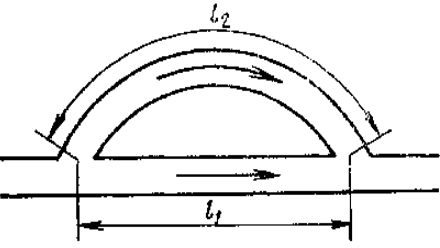
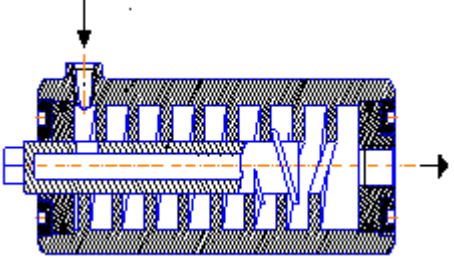
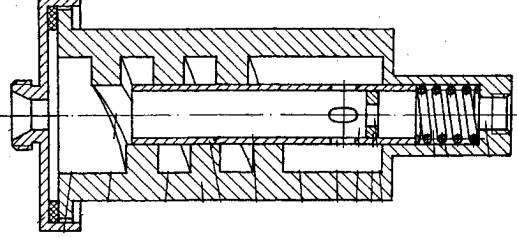
Пульсація подачі, яку створюють об'ємні насоси, коливання, що відбуваються внаслідок спрацювання гідроапаратури та виконавчих механізмів, гідроудари тощо можуть бути демпфировані за допомогою гасителів пульсацій тиску. Вони встановлюються на виході з насоса або в інших місцях утворення коливань.

У гідроприводах широке застосування знайшли пасивні гасителі пульсацій (табл. 6.8) [3], тобто такі, у яких підведення енергії зовні відсутнє. У загальному випадку їх можна поділити на чотири великі групи: ємнісні, інерційні, інтерференційні та комбіновані, які є їх поєднанням. У ємнісних гасителях гасіння пульсацій тиску відбувається за рахунок накопичення енергії у ємності та наступне її повернення до магістралі, в інерційних гасителях – за рахунок створення гідравлічного опору потоку робочої рідини. Принцип дії інтерференційних гасителів базується на інтерференції хвиль тиску. Конструкція таких гасителів є з'єднанням відрізків трубопроводів, опорів, пружних перегородок та ємностей.

При робочому процесі в пасивних гасителях пульсацій тиску відбувається розсіювання енергії коливань за рахунок в'язкого або внутрішнього тертя та створення перешкоди проходженню коливань певних частот від джерела коливань (насоса) до трубопровідної мережі.

Велику групу гасителів пульсацій тиску становлять гасителі ємнісного типу – газорідинні акумулятори (табл. 6.8, тип І). Гасіння пульсацій тиску в таких гасителях відбувається за рахунок накопичення енергії у ємності та наступне її повернення до магістралі. Вони знайшли широке застосування в гідроприводах для гасіння низькочастотних коливань та захисту від гідравлічного удару. Недоліком газорідинних акумуляторів є малий ресурс елемента еластичного розділення та відсутність підстроювання до змінних параметрів гідроприводу.

Таблиця 6.8 – Конструктивні та схемні рішення гасителів пульсацій тиску

 <p>I</p>	 <p>II</p>
 <p>III</p>	 <p>IV</p>
 <p>V</p>	 <p>VI</p>
 <p>VII</p>	 <p>VIII</p>
 <p>IX</p>	 <p>X</p>
 <p>XI</p>	 <p>XII</p>

Більший ресурс мають кільцеві гасителі (табл. 6.8, тип II), де елемент еластичного розділення опирається на перфоровану трубу з отворами (заправлення газової порожнини якого до тиску, відповідному $\approx 0,8p_p$ здійснюється через вентиль), а також ємкісні гасителі, в порожнинах яких розміщені пружні податливі елементи (табл. 6.8, тип III), які, крім того, мають малі габарити.

При частотах коливань більше ніж 200 Гц доцільно використовувати ємкісні гасителі без елемента еластичного розділення (табл. 6.8, тип IV). Гасителі ємкісного типу доцільно використовувати в гідроприводах із джерелом змінної витрати, тобто з джерелами пульсації, витрата на виході яких мало залежить від характеристики гідравлічної мережі. При цьому гаситель необхідно розміщувати безпосередньо поруч з насосом – джерелом пульсації витрати.

У гідроприводах з джерелами зі змінним тиском, які забезпечують відносну незалежність амплітуди пульсацій тиску від характеристики гідравлічної мережі, більш доцільно використовувати гасителі пульсацій тиску з інерційними властивостями (табл. 6.8, тип V). Величина інерційного опору такого гасителя при фіксованій частоті коливань робочої рідини прямо пропорційна довжині і зворотно пропорційна площі поперечного перерізу відрізка l . Зазначимо, що такі гасителі пульсацій тиску мають значний гідравлічний опір.

Виконання гасителів пульсацій тиску комбінованими, з послідовним з'єднанням ємкісних та інерційних елементів (табл. 6.8, тип VI), розширює зону гасіння частот, зменшує втрати тиску та габарити.

Широке поширення отримали гасителі пульсацій тиску, що містять резонансні контури. Такі гасителі забезпечують високу ефективність гасіння пульсацій тиску, мають просту конструкцію, малі габарити і масу та невеликий гідравлічний опір стаціонарній складовій потоку робочої рідини. Існує дві схеми резонансних контурів, які можуть бути використані як автономні гасителі або як складові комбінованих гасителів.

Якщо в якості пружного елемента використовується гідравлічна ємність, яка з'єднана з основною магістраллю каналами зі значним інерційним опором, тобто реалізується шунтуючий резонансний контур, відомий як резонатор Гельмгольца (табл. 6.8, тип VII). При співпаданні частоти коливання

робочої рідини з власною частотою резонатора, його опір для пульсуючої складової стрімко зменшується. Гасіння коливань пульсацій тиску робочої рідини в гідроприводі за резонатором відбувається за рахунок “перекачування” енергії пульсуючої складової потоку робочої рідини з джерела коливань у резонатор і у зворотному напрямку. При цьому швидкість робочої рідини у вхідному патрубку резонатора стрімко зростає, що обумовлює поглинання енергії в гідроприводі.

Максимальний надлишковий тиск $\Delta p_{p \max}$, що виникає в резонаторі, розраховується за залежністю [3]

$$\Delta p_{p \max} = \rho c^2 A(L - l_2)/W_0,$$

де ρ – густина робочої рідини; c – швидкість звуку в робочій рідині; A і l_2 – відповідно площа і довжина патрубка, який з’єднує камеру з основною магістраллю; W_0 і L – відповідно об’єм і довжина камери.

Власна частота коливань у патрубку, який з’єднує камеру з основною магістраллю, або частота резонатора розраховується за залежністю [3]

$$\omega_0 = c\sqrt{A/(W_0 L)}.$$

Гасителі пульсацій тиску типу відгалуженого резонатора (інтерференційні з відгалуженням) можуть бути виконані з використанням декількох порожнин з каналами різної форми (табл. 6.8, тип VIII). Недоліком таких гасителів є те, що при великих частотах коливань робочої рідини у з’єднувальних трубопроводах відбувається її нагрівання та зміна пружних властивостей і, як наслідок, змінюється настроювання резонатора.

Більш ефективним для забезпечення гасіння пульсацій у достатньо широкому діапазоні є застосування комбінованих гасителів типу IX (табл. 6.8), до конструкції якого входять пружні елементи. Зменшення пульсацій тиску на виході з гасителя досягається за рахунок одночасного прояву акумулюючих властивостей порожнин та інерційних властивостей коротких звужених патрубків. Для підвищення ефективності гасіння пульсацій тиску й зменшення габаритів у корпусі паралельно центральній трубі вмонтовані пружні елементи. Недоліком цього гасителя є те, що гасяться тільки високо-частотні пульсації, а пружні елементи внаслідок наявності сил тертя мають зону нечутливості та не забезпечують у широкому діапазоні зміну тиску в гідроприводі автоматичного підстроювання. Крім того, такий гаситель та-

кож має складну конструкцію.

Інтерференційні гасителі пульсацій тиску з обвідним каналом (табл. 6.8, тип X – XII), використовуються для гасіння пульсацій у вузькому діапазоні частот. Гасителі з обвідним каналом дозволяють налаштувати довжини каналів, яке проводиться вручну (тип XI) чи автоматично (тип XII). Однак їх налаштування відбувається у невеликому діапазоні частот, а при автоматичному налаштуванні є досить значна зона нечутливості, обумовлена силами тертя між рухомими елементами.

Окрім описаних вище пасивних гасителів пульсацій тиску, використовуються й активні, регульовані демпфери – джерела коливань тиску, які задаються в протифазі основної пульсації. Джерелом генеруючої пульсації можуть бути сервоклапани, керовані електронною системою.

Зменшення рівня шуму можна досягти відповідним вибором конструкції гідробака, який є посудиною для робочої рідини. У більшості випадків він використовується як несуча конструкція, на якій розташовано багато вузлів гідроприводу. Бак, сприймаючи вібрацію, від насосної установки щитових панелей або із блоків з розміщеною на них гідроапаратурою, за певних умов посилює шум шляхом підвищення фронту передачі коливань оточуючому повітрю. У зв'язку з цим баки комплектних гідроприводів та гідростанцій повинні мати досить жорстку та масивну конструкцію, тонкостінні елементи баків необхідно оснащувати ребрами жорсткості на площі певної форми та розмірів. Таке виконання дозволяє зменшити можливість виникнення резонансних явищ. Спектр частот з можливими резонансами може бути оцінений зіставленням вимушених коливань, що передаються елементами гідроприводу баку, з власними частотами конструкції бака. Для зниження коливань баків необхідна їх старанна віброізоляція від інших елементів гідроприводів. Зазвичай гідробаки встановлюють на віброопори.

Ефективне зниження шуму може бути досягнуто також при застосуванні акустичних захисних засобів. Найбільш ефективним є суцільний акустичний захисний засіб. Він виконаний у вигляді збірного модуля, для виключення поширення звукових коливань через зазори усі стінки якого щільно пригнані. Отвори, люки або дверці, які мають низькі ізолюючі властивості, не повинні складати більш 10 % від площі поверхні захисних засобів. Найбільш ефективними є жорсткі захисні засоби з матеріалів, які мають ве-

лику щільність і забезпечують зниження шуму на 25 Дб. Повне демпфірування звукових коливань можливе при використанні подвійного акустичного захисного засобу.

6.6.1. Усунення коливань трубопроводів

Під дією пульсацій тиску робочої рідини, вібрації та відносного переміщення місць кріплення трубопроводів в останньому можуть виникнути поперечні коливання. Якщо один кінець трубопроводу коливається з однією частотою, а другий з – іншою і різниця частот співпадає з власною частотою, то середина трубопроводу буде коливатися з амплітудою у десятки разів більшою за амплітуду коливань його кінців. У цьому випадку допустимі напруження для матеріалів труб слід приймати щонайменше у два рази нижче, ніж у статичному режимі.

Особливо небезпечними, з цієї точки зору, є овальність у місці згинання труби. В цьому місці практично завжди виникає резонанс, оскільки високий тиск з середини намагається ліквідувати овальність. При однаковому коефіцієнті овальності довговічність зігнутого трубопроводу з радіусом згинання $R = 2d_{\text{тр}}$, де $d_{\text{тр}}$ – внутрішній діаметр трубопроводу, зменшується порівняно з прямим трубопроводом приблизно у сто разів. Тому при згинанні k (різниця довжини осей віднесена до середньої довжини) не повинна перевищувати 3,5 %, а радіус згинання бути більшим за $2d_{\text{тр}}$.

Найбільші напруження в трубі при недотриманні цих вимог виникають біля місць її кріплення. В цих місцях спостерігаються руйнування від втоми, які мають вигляд поперечних тріщин (вздовж окружності трубопроводу).

Зазвичай руйнування труби відбуваються на відстані 10 ... 15 мм від ніпелів або поблизу основи конусу її розвалювання (під ніпелем). Дуже швидко руйнується трубопровід, коли ніпель вільно змонтовано на ньому. Отже, ніпель на трубопроводі слід вмонтовувати з невеликим натягом. Для зменшення напружень, які виникають в трубопроводі при його монтажі, рекомендується застосовувати комплектування трубопроводів у вигляді окремих секцій, які складаються на спеціалізованих підприємствах та випускаються у вигляді готових виробів.

Міцність труб, а отже, довговічність усієї гідравлічної системи значною мірою залежить від вибору радіуса їх згинання, який би забезпечив мі-

німальне спотворення поперечного перерізу. Напруження, які допускаються у стінках трубопроводів, розраховуються за формулою

$$\sigma_p = p d_{\text{тр}} / 2 s_{\text{тр}},$$

де p – тиск рідини в трубопроводі; $d_{\text{тр}}$ – внутрішній діаметр трубопроводу; $s_{\text{тр}}$ – товщина стінки трубопроводу.

При цьому σ_p можна приймати $(0,3 \dots 0,35) \sigma_B$, де σ_B – часовий опір матеріалу трубопроводу $\sigma_B \approx 40$ МПа. Зазвичай використовують товстостінні труби, критерієм яких є $i = d_{\text{тр}} / s_{\text{тр}} > 16$. Товщину стінки розраховують за формулою

$$s_{\text{тр}} = \frac{p(d_{\text{тр}} + m_s)}{2 \sigma_p n_s},$$

де $m_s = 3 \cdot 10^{-4}$ м – відхилення за діаметром; $n_s = 0,9$ – коефіцієнт, який враховує відхилення за товщиною.

Згинання трубопроводів рекомендується з внутрішнім заповнювачем, при цьому можна зменшити радіус згинання, табл. 6.9.

Таблиця 6.9 – Рекомендовані радіуси згинання труб*

$d_{\text{тр з}}$, мм	6	8	10	12	15	18	22	25	30
R , мм	20	50	85	140	260	320	–	–	–
R_3 , мм	20	50	50	50	75	75	75	90	100

* $d_{\text{тр з}}$ – зовнішній діаметр трубопроводу; R – радіус згинання без наповнювача; R_3 – радіус згинання з наповнювачем.

Як рідинні наповнювачі використовують мінеральні масла, які під великим тиском заповнюють трубу під час згинання. Рекомендується такий тиск, який, з одного боку не дозволяє роздути трубу, а з іншого – захищає її від появи гофрів, табл. 6.10.

Таблиця 6.10 – Рекомендований тиск при згинанні труб

$d_{\text{тр з}} \times d_{\text{тр}}$, мм	$6 \times 4,8$	6×4	8×6	10×8	12×10	15×13	25×23
p , МПа	90,0	80,0	65,0	50,0	38,5	35,0	25,0

Як тверді наповнювачі краще застосовувати каніфоль, чотириводну селітру (t плавки 42 °C), сплав Вуда. При масовому виробництві широко використовується еластичні металеві оправки, які являють трос з шайбами, ро-

зміщеними на ньому, з невеликим відступом, виконаними із загартованої сталі і покритими по периферії латунню. Зазначимо, що довжина оправки повинна бути $3 d_{\text{тр}}$. За допомогою таких оправок можна отримати радіус згинання $R_3 = 1,5 d_{\text{тр}}$, а одна оправка придатна для усіх труб однакового діаметра.

Згинання усіх труб слід проводити тільки у холодному стані. При підігріванні труби під час згинання її міцність зменшується в багато разів. Не можна при згинанні заповнювати трубу піском, що широко використовується на практиці. Після згинання пісок жодним промиванням не видаляється з труби, навіть травленням. Будучи абразивом, пісок спричиняє зношування деталей і вузлів гідравлічної системи, скорочуючи їх ресурс.

Зменшити небезпеку руйнування труби можна встановленням у місцях з'єднання прокладок з пористої гуми, яка добре поглинає енергію коливання. Крім того, для усунення коливань гідросистеми останнім часом широко використовують блочно-модульний монтаж гідрообладнання.

Усунення можливості виникнення резонансних коливань трубопроводів можливе шляхом зміни довжини відрізків між місцями їх кріплення, тобто шляхом зміни частоти власних коливань цього відрізка. При жорсткому кріпленні двох кінців трубопроводу частота власних коливань $f_{0 \text{ тр}}$ в Гц визначається за емпіричною залежністю [27]

$$f_{0 \text{ тр}} = \frac{3,5}{L_{\text{тр}}^2} \sqrt{\frac{E_{\text{тр}} J_{\text{тр}} g}{G_{\text{тр}} + G_{\text{р}}}},$$

де $L_{\text{тр}}$ – відстань між опорами, см; $E_{\text{тр}}$ – модуль пружності матеріалу трубопроводу, кг/см²; $J_{\text{тр}}$ – момент інерції перерізу труби, см⁴; g – прискорення сили тяжіння, см/с²; $G_{\text{тр}}$ і $G_{\text{р}}$ – відповідно погонна вага трубопроводу і рідини, кг/см.

Частота власних коливань трубопроводу, Гц, залежить від внутрішнього тиску та швидкості протікання рідини і розраховується за залежністю [27]

$$f'_{0 \text{ тр}} = f_{0 \text{ тр}} \sqrt{1 - F/F_{\text{кр}}},$$

де $F = p A_{\text{тр}} + m v^2 / 2$ – сила, зумовлена тиском і швидкістю течії рідини в

трубопроводі; p – тиск рідини в трубопроводі, Па; $A_{\text{тр}}$ – площа внутрішнього перерізу трубопроводу, м^2 ; m – лінійна густина, тобто маса одиниці довжини, кг/м ; v – швидкість протікання рідини в трубопроводі, см/с ; $F_{\text{кр}} = \pi^2 E_{\text{тр}} J_{\text{тр}} / L_{\text{тр}}$ – критична сила за Ейлером.

Щоб унеможливити попадання якої-небудь ділянки трубопроводу в резонансний режим, кріплення трубопроводів повинно бути частим. Запропоновані в роботі [9] відстані між вузлами кріплення труб наведені в табл. 6.11. При цьому якщо на трубопроводі кріпляться невеликі гідроапарати (зворотні клапани тощо), відстань між опорами повинна бути зменшена, у порівнянні з наведеною у табл. 6.11, на 20 %.

Таблиця 6.11 – Відстані між вузлами кріплення труб

Відстань між опорами, мм	Зовнішній діаметр труби, мм						
	6	8	10	12	15	20	25
Труби з сталі	400	450	500	580	650	700	800
Труби з алюмінієвих сплавів	340	380	400	500	560	660	660

Зазначимо, що при великих значеннях v у гідросистемі виникає звук високого тону і температура рукава на відстані 10 ... 20 мм від вхідного ніпеля різко збільшується. Через 2 ... 3 хв у цих умовах рукав руйнується, при цьому під час дослідження місць руйнування виявлені кільцеві тріщини від втоми.

6.6.2. Пасивні методи захисту від вібрацій

У випадку неможливості захисту від вібрацій конструктивними методами застосовують пасивні методи, тобто демпфірувальні покриття, вібраційні прокладки з пружнов'язких матеріалів, що також перетворюють коливання від додаткового джерела коливань в протифазні. Інколи для віброзахисту використовують комбінацію вказаних методів, рис. 6.13. Для зниження вібрації використовують вібраційні гасителі маятникового, пружинного, плаваючого або камерного типу.

Вібраційні гасителі. Гашення вібрацій відбувається за рахунок збільшення ефективної жорсткості і маси корпусу машини або за рахунок об'єднання корпусів у єдину замкнуту систему з фундаментом за допомо-

гою анкерних болтів чи підливання цементу. З цією ж метою малогабаритні установки встановлюють на ізольовані опорні плити.



Рис. 6.13. Методи пасивного захисту від вібрацій

Віброізоляція. Метод дозволяє встановлювати устаткування без фундаменту і полягає у застосуванні гумових або пластмасових прокладок, звичайних або складних циліндричних пружин, листових ресор, комбінованих вібраційних ізоляторів (пружинно-гумові, пружинно-ресорні) та пневматичних вібраційних ізоляторів (повітряна подушка).

Вібродемпфірування. В основі методу лежить збільшення втрат енергії вібрації у системі. Як основну характеристику вібродемпфірування прийнято коефіцієнт втрат енергії

$$\eta = f k_{\text{тр}} / c_{\text{сис}} ,$$

де $k_{\text{тр}}$ – коефіцієнт в'язкого тертя; $c_{\text{сис}}$ – жорсткість системи.

Вібродемпфірування може бути реалізоване у машинах з інтенсивним динамічним навантаженням, використанням матеріалів з високим внутріш-

нім тертям: чавуни з малим вмістом вуглецю і кремнію, сплави кольорових металів. Добре захищає від вібрації високодемпфівальне покриття.

Розрахунок віброізоляторів. Основними параметрами віброізоляторів є: жорсткість, Н/м; відношення жорсткості у різних напрямках, Н·с/м; допустима деформація під навантаженням, м. Ефективність віброізоляції залежить від відношення частоти вимушених коливань f_b до частоти власних коливань $f_{0\text{ тр}}$. Віброізолятори знижують передачу динамічних сил за умови $f_b/f_{0\text{ тр}} > \sqrt{2}$. Власна частота коливань системи визначається із залежностей:

$$f_{0\text{ сис}} = \frac{\sqrt{c_{\text{віб}}/m_{\text{віб}}}}{2\pi} = \frac{1}{2\pi}, \quad \sqrt{\frac{c_{\text{віб}}}{R}} = \sqrt{\frac{5}{\delta_{\text{ст}}}}, \quad (6.1)$$

де $c_{\text{віб}}$ – жорсткість віброізолятора, Н/м; $m_{\text{віб}} = R/g$ – маса об'єкта, який необхідно віброізолювати, кг; R – силове навантаження на віброізолятори, Н; g – прискорення вільного падіння, м/с²; $\delta_{\text{ст}} = R/c_{\text{віб}}$ – статична деформація віброізоляторів, м.

З формули (6.1) витікає, що зі збільшенням сили ваги ізолюваного об'єкта знижується частота власних коливань. Ефективність вітрозахисту при мінімальній частоті $f_{\text{мін}}$ залежить від неї та $\delta_{\text{ст}}$ (табл. 6.12)

$$\delta_{\text{ст}} = 4,9/(\pi^2 f_{\text{мін}}^2).$$

Таблиця 6.12 – Значення статичної деформації віброізоляторів залежно від нижньої границі діапазону частот $f_{\text{мін}}$

$f_{\text{мін}}, \text{ Гц}$	0,7	1,0	1,4	2,0	2,8	4,0	5,6
$\delta_{\text{ст}}, \text{ мм}$	1,02	0,5	0,25	0,13	0,06	0,03	0,02

Для вітрозахисних фундаментів, на які встановлюється устаткування, встановлені вимоги, що забезпечують відповідні значення ефективності віброізоляції ΔL_H (табл. 6.13).

Необхідна маса віброізоляційної установки $m_{\text{уст}}$ розраховується за формулою

$$m_{\text{уст}} = 2,5 e m_{\text{об}}/a_b,$$

де e – ексцентриситет деталей, які обертаються, мм; $m_{\text{об}}$ – маса деталей, які

обертаються з частотою f , хв^{-1} ; $a_{\text{в}}$ – максимальна допустима амплітуда зміщення центра маси установки, мм, табл. 6.14.

Таблиця 6.13 – Необхідна ефективність віброізоляції

№ з/п	Обладнання	Необхідна ефективність ΔL_H
1	Поршневі компресори:	
	до 10 кВт	17
	від 10 до 50	20
	від 50 и вище	26
2	Центробіжні компресори	34
3	Центробіжні насоси	26
4	Вентилятори з частотою обертів, хв^{-1} :	
	більше 800	26
	від 500 до 800	20 ... 26
	від 350 до 500	17 ... 20
	від 200 до 350	11 ... 17

Якщо загальна маса установки менше за розраховану, її треба збільшити, наприклад, підлити фундамент залізобетоном. Необхідна жорсткість віброізоляторів у вертикальній площині визначається за залежністю

$$c_z = 4\pi^2 f_0^2 m_{\text{уст}}.$$

Таблиця 6.14 – Рекомендовані значення допустимої амплітуди зміщення центра мас

Кількість обертів, хв^{-1}	300	400	500	600	700	900	1200	1500	2000
Допустима амплітуда, мм	0,2	0,18	0,16	0,145	0,13	0,11	0,09	0,07	0,04

Зазначимо, що з метою забезпечення однакового зношування віброізоляторів при експлуатації центр жорсткості декількох віброізоляторів повинен проходити через центр тяжіння установки.

Розрахунок пружних віброізоляторів. Для їх розрахунку використовують такі дані: c_{xi} ; c_{yi} ; c_{zi} – жорсткість віброізоляторів по осях x , y , z , Н/м; F – сила яка діє на віброізолятор, Н. Конструктивні розміри пружин визна-

чають за ГОСТ 13765 [17]. Розрахунок пружин на стійкість проводять за залежністю

$$c_{xi} = c_{yi} = \frac{c_{zi}(3,5 - 1,5\lambda/h)}{(1 + \lambda/h)(1,3 + h^2/d_0^2)},$$

де λ – робоча деформація пружини, м; h – висота пружини при робочій деформації, м; d_0 – середній діаметр пружини.

Зазначимо, що пружини перевіряють на стійкість у випадках, вказаних у табл. 6.15.

Таблиця 6.15 – Умови, за яких пружини перевіряють на стійкість

Спосіб кріплення пружини	$\lambda_{кр}$	h_0/d_0
Кінці пружини жорстко закріплені	$5/6h_0 \left(1 - \sqrt{1 - 6,5(d_0/h_0)^2}\right)$	2,55
Нижній кінець закріплено жорстко, верхній може переміщатися у площині	$5/6h_0 \left(1 - \sqrt{1 - 26(d_0/h_0)^2}\right)$	5,1

$\lambda_{кр}$ – критична деформація пружини при втраті нею стійкості, м; h_0 – початкова висота пружини, м.

Приймають $\lambda < (0,4 \dots 0,5) \lambda_{кр}$. При розрахунках гумових віброізоляторів спочатку, з умови міцності, визначають площу їх поперечного перерізу A в м^2 $A > R$, де R – допустиме статичне навантаження на гуму, Н/м².

На наступному етапі знаходять висоту амортизатора в м

$$h_{раб} = E_{гум} A / c_z,$$

де $E_{гум}$ – динамічний модуль пружності гуми, Н/м²; c_z – жорсткість віброізолятора по осі Z, Н/м.

Визначають повну висоту віброізолятора в м

$$h = h_{раб} + (1/8) B,$$

де B – для квадратного перерізу зі стороною a приймають рівним $B = a$, для круглого перерізу з діаметром d приймають $B = d$. Висота h повинна знаходитися в межах: $0,375 B < h < 1,8 B$.

У результаті визначають жорсткість гумового віброізолятора у напрямку осей X і Y, Н/м

$$c_x = c_y = A G_g / h,$$

де G_g – динамічний модуль зсуву гуми, Н/м².

6.7. Вимоги до конструкції гідробака

Гідробак – гідропосудина для живлення об'ємного гідроприводу робочою рідиною, рис. 6.14 [1]. Він може бути під атмосферним тиском чи під надмірним тиском робочого середовища.

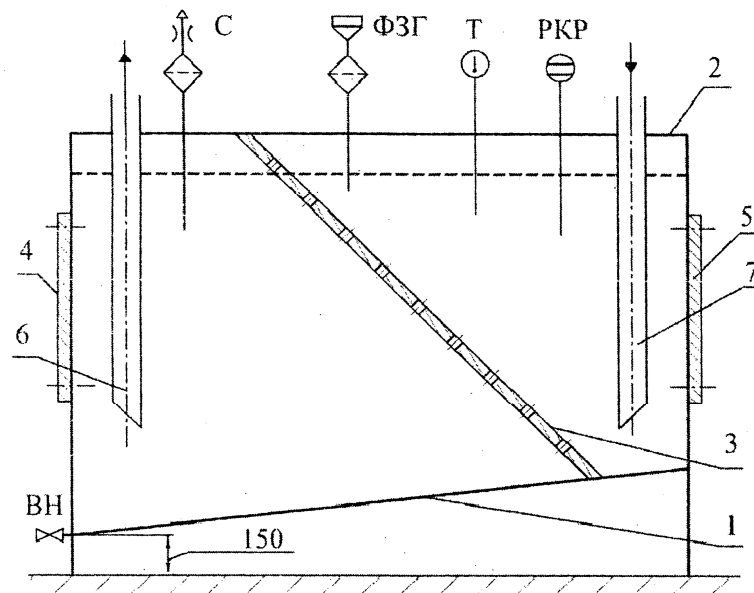


Рис. 6.14. Схема гідробака: 1 – дно; 2 – кришка; 3 – сітчаста перегородка; 4, 5 – люки для очищення; 6 і 7 – всмоктувальний і зливний трубопроводи; ВН – зливний вентиль; С – сапун; ФЗГ – заливна горловина з фільтром; Т – термометр; РКР – показчик рівня

Зазначимо, що швидкість течії робочої рідини у гідробаку повинна бути мінімальною, це сприяє виділенню нерозчиненого повітря з робочої рідини та осадженню забруднень. Видалення нерозчиненого повітря відбувається і на сітчастій перегородки 3, проте вона не повинна перешкоджати повному очищенню гідробака. Рівень робочої рідини у гідробаку не повинен опускатися нижче заданого, а його об'єм повинен мати достатній простір для термічного розширення робочої рідини та видалення повітря. Для зменшення гідравлічного опору кінці всмоктувальної і зливної труби зрізують під кутом, а для запобігання потрапляння повітря в гідросистему занурюють під нижній рівень робочої рідини у гідробаку на відстані 2 ... 4 діаметри від його дна. Переріз всмоктувального трубопроводу повинен задовольняти всмок-

тувальній характеристиці насоса, а зливного – забезпечувати злив робочої рідини з мінімальною швидкістю і сприяти необхідній її циркуляції в середині гідробака.

Кришка гідробака та трубопроводи повинні мати надійні ущільнення, що запобігають попаданню у гідробак забруднень, а на поверхні кришки не повинно бути місць концентрації забруднень. Для зменшення шуму та вібрації гідробак встановлюють на віброопори. Конструкція гідробака повинна мінімізувати можливість потрапляння осаду забруднень на його дні повторно у гідросистему. Люки для очищення гідробака повинні забезпечувати доступ до всіх внутрішніх поверхонь і демонтуватися однією людиною. Всмоктувальні фільтри, зливні дифузори й інші змінні внутрішні пристрої гідробака мають бути досяжними для демонтажу та очищення.

Заправна горловина гідробака повинна бути захищена від попадання пилу і бруду. Зливний клапан повинен забезпечувати повний злив робочої рідини. Гідробаки, що знаходяться під атмосферним тиском, мають бути забезпечені повітряними фільтрами (сапунами), які фільтрують повітря до рівня чистоти, відповідно до вимог об'ємного гідроприводу.

З метою ефективного видалення нерозчиненого повітря з робочої рідини застосовують спеціальні пристрої – дегазатори, принцип роботи яких базується на додаванні робочої рідині вихрового руху, при якому швидкість останньої зростає, а тиск падає, сприяючи виділенню і видаленню бульбашок повітря з гідросистеми.

Зазначимо, що ванни гідросистем часто поєднують з масляними ваннами редукторів, ребра жорсткості повинні знаходитися зовні бака, оскільки у протилежному випадку її очищення затруднено.

Як матеріали для гідробаків великої місткості застосовують листову сталь (у зварних конструкціях), у гідробаках з об'ємом до 50 дм³ застосовують алюмінієві сплави (у литих конструкціях) і матеріали із пластмас. Причому зварювання повинно робитися зовні та контролюватися знежиреним гасом. Гідробаки, які знаходяться під тиском, обов'язково повинні проходити гідравлічні випробування згідно з технічною документацією. Внутрішня поверхня гідробака повинна бути ретельно очищена, ґрунтована та пофарбована фарбою стійкою, до масла. Для стаціонарного устаткування форма гідробака зазвичай приймається прямокутною, в мобільних машинах зустрі-

чаються гідробаки круглої форми. У статті [23] встановлено, що раціональною формою гідробака є куб з рівними довжинами сторін.

Об'єм гідравлічного бака визначається за формулою [16]

$$V_6 = \sqrt{\left(\frac{\tilde{\theta}_{\text{сер}}}{4\Delta T}\right)^3},$$

де ΔT – приріст температури робочої рідини за час функціонування гідроагрегату; $\tilde{\theta}_{\text{сер}}$ – середнє значення кількості теплоти, яка виділяється з гідроагрегату, на кожному переході циклу знаходиться та розраховується за формулою

$$\tilde{\theta}_{\text{сер}} = \sum_{i=1}^n \tilde{\theta}_i \Delta t_i / n,$$

де Δt_i – відносний час переходу, $\Delta t_i = t_i / t_{\text{ц}}$, с; n – кількість переходів в циклі; t_i та $t_{\text{ц}}$ – тривалість i -го переходу циклу та циклу відповідно, с;

Кількість теплоти, яка виділяється в гідроагрегаті, визначається з рівняння теплового балансу [49]:

$$\tilde{\theta} dt = (cm + c_m m_m) \Delta T + k A dt (\Delta T / 2 + \Delta T),$$

де t – час; c – теплоємність робочої рідини, $c = 0,45$ ккал/(кг·град) для мінерального масла; m – маса робочої рідини у гідроагрегаті; c_m – теплоємність металу, $c_m = 0,11$ ккал/(кг·град) для зварного сталевго бака; m_m – маса металу, кг; k – коефіцієнт теплопередачі від баку до повітря, $k = 15$ ккал/(м²·год·град) при відсутності інтенсивної місцевої циркуляції повітря; A – розрахункова площа масляного бака, м²; ΔT – приріст температури робочої рідини за час dt .

Зазначимо, що заповнення ємності необхідно здійснювати за допомогою пристроїв для заливання робочої рідини. Для герметичних резервуарів (з компенсуючими пристроями або без них) рекомендується вільний від рідини об'єм заповнювати азотом з малим надлишковим тиском. Це зменшує окислення масла та підвищує пожежобезпечність.

Різномвидністю резервуарів для транспортування рідини є малолітражні засоби заправки та доливання гідроприводів мастилами і робочими рідинами. Як основний технічний засіб заливання та доливання робочих рідин у гідросистеми підземного шахтного обладнання рекомендується пнев-

матичний бачок ємністю 15 л і масою у заповненому стані 18 кг, рис. 6.15. У верхній частині бачка, який являє собою циліндр, є повітряний ручний насос, що підкачує та створює підпір 0,012 ... 0,03 МПа, і витісняє рідину по трубі і гумовому рукаву через керуємий рукояткою запірний клапан.

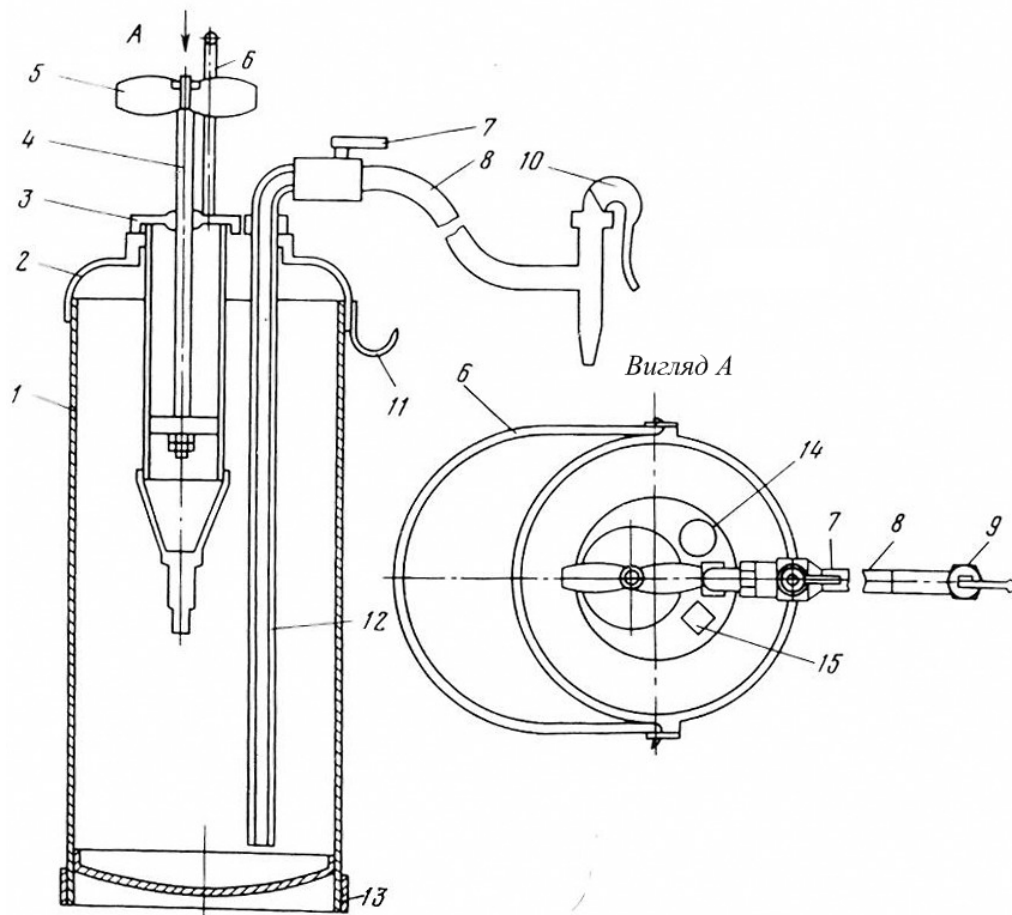


Рис. 6.15. Пневматичний бачок: 1 – циліндр; 2 – днище верхнє; 3 – повітряний насос; 4 – шток; 5 – рукоятка; 6 – ручка; 7 – кран; 8 – гумовий рукав; 9 – наконечник з кульовим клапаном; 10 – ричаг; 11 – гачок; 12 – трубка; 13 – обичайка; 14 – випускний отвір; 15 – заливний пристрій

Необхідно відзначити, досвід раціонального застосування тари разового використання, виконаної з полімерних плівок, та організацію господарства змащування у виробничому управлінні з видобутку вугілля “Павлоградвугіль”. Тільки за рахунок організації обліку і розфасування мастила у тару малої ємності вдалося у 1,5 ... 2 рази зменшити його витрату, значно зменшити забрудненість зливної рідини.

Оптимальним рішенням з точки зору заливки та доливання рідини було би застосування пристроїв для заливання з центрифугою 1ЦФ або інши-

ми пристроями, які очищують рідину, у які можна було встановлювати герметичні циліндри з рідиною, розфасованою на підприємствах нафтопереробної промисловості. Після встановлення з торців циліндра пробиваються два отвори та ущільнюються кільцями, які унеможливають витіки. Один отвір з'єднується з отвором насоса, через який відбувається всмоктування, в інший – з повітряним фільтром. Для відбору масла з ванни можна використовувати пусті бачки. Після заповнення цих ємностей отвори невеликого діаметра можна було заклеювати спеціальними пластирами, щоб запобігти забрудненню рідини, яка зливається.

Зазначимо, що використання тканини для обтирання машини для повного видалення рідини з ємностей повинно бути виключено.

Забезпечення “дихання” машини. При нагріванні та охолодженні машини внаслідок переміщення штоків та поршнів циліндрів об'єм рідини у ваннах періодично змінюється. В результаті цього у ванни засмоктуються або виходять з них великі об'єми повітря. Ці процеси потребують або очищення повітря, яке надходить і виходить з резервуара, або встановлення пристроїв, які компенсують зміну об'єму та вирівнюють тиску у герметичній системі.

Такими пристроями є еластичні ємності типу сільфона, внутрішня порожнина якого з'єднана з атмосферою. З підвищенням тиску у ванні об'єм сільфона зменшується, повітря в ванні розширюється. При охолодженні машини об'єм сільфона збільшується, відповідно зменшується об'єм повітря у ванні, таким чином у ній стабілізується тиск. Компенсуючи пристрої продемонстрували високу ефективність. Розрахунки показали, що таке конструктивне рішення можливе тільки для невеликих ємностей. Для великих ємностей, наприклад ванн гідросистем з відкритою циркуляцією рідини або об'єднаною з ванною гідромеханічної передачі, потрібна еластична ємність, розміри якої сумірні з розмірами самої ванни.

У більшості гідросистем використовують повітряні пробки, що являють собою пустотілий болт великого діаметра, порожнина якого набита дротом (плутанкою), змоченим індустриальним маслом. Порожнина пробки з набивкою зв'язує атмосферу з ванною гідросистеми і фільтрує повітря. У сапунах, які мають просте конструктивне виконання, як елемент, який очищує повітря, використовується одношарова сітка з дроту саржевого плетін-

ня. Дослідження працездатності цих “сапунів” на початку експлуатації показало, що вони пропускають частки розміром до 200 мкм, тобто ефективність очищення повітря за допомогою їх дуже невисока.

Огляд “сапунів”, які пропрацювали у шахті навіть невеликий час, показав, що отвори у головках зазвичай настільки забиті породою, що видалити її можна тільки свердлінням, набивка з дроту практично не містить механічних домішок. Це пояснюється тим, що головки “сапунів” втоплені у верхніх кришках, причому заглиблення завжди заповнені частками вугілля та породою і заливаються зрошувальною водою. Повітрообмін всередині редуктора через це відбувається в основному через стики кришок і ванни, ущільнення вихідних валів тощо. У тих випадках, коли ці стики та ущільнення знаходяться нижче рівня рідини, виникає надлишковий тиск, який підвищує витоки рідини.

Досвід виготовлення вітчизняних та імпортованих сапунів для гідросистем показав, що тонкість очищення можна обмежити 25 ... 40 мкм. Більш тонке очищення потрібне на паливних баках і при подачі повітря безпосередньо в двигун. Величина перепаду тиску на сапуні не повинна перевищувати 1 ... 1,5 кПа.

Усі повітряні фільтри можна поділити на дві групи: фільтри-сапуни і такі, які об’єднані із заливними горловинами (заливними фільтрами). Розміщують сапуни в місцях, де не може осаджуватися пил.

Аналізуючи конструкції фільтрів-сапунів вітчизняного та імпортованого виробництва, можна зробити такі узагальнення: в усіх сапунах як фільтруючим елементом використовують пористі матеріали, а саме металокераміку, багато шарів паперу, войлок, неткану тканину тощо; для більш повного запобігання потрапляння пилу до ванн з робочими рідинами разом з повітряними “сапунами”, рис. 6.16, встановлюють масляний пиловловлювач, рис. 6.17. Повітря з пилом проходить вниз по кільцевій порожнині і, вдаряючись об поверхню масла, яке знаходиться у масляній ванні, різко змінює напрямок, унаслідок чого крупні пилинки затримуються; в усіх “сапунах” є захисна кришка або ковпак, яка захищає зовнішні всмоктувальні канали від пилу.

Порівняння сапунів показало, що мінімальний опір (у середньому 2 ... 5 мм вод. ст.) при номінальній витраті мають сапуни з металевою плутанкою або зі змінним фільтруючим елементом з паперу. Зі збільшенням витра-

ти їх опір зростає лінійно і незначно (у середньому 1,5 ... 2,5 мм вод. ст. на кожні 10 л/хв). Сапуни з поролоновим фільтруючим елементом мають значно більший початковий опір (20 ... 40 мм вод. ст.), який різко зростає зі збільшенням витрати. Це пов'язано з ущільненням поролону за рахунок напору повітря.

За коефіцієнтом фільтрування фільтр з паперу затримує 99,9 % часток, причому коефіцієнт фільтрування мало змінюється з часом. Тонкість очищення 3 мкм.

Сапуни з поролоновими фільтруючими елементами також мають високий коефіцієнт фільтрування повітря – 99 %, що обумовлено в основному інтенсивним забиванням поверхневого шару пор у поролоні в початковий момент, що приводить до низької його гряземісткості та низького терміну служби.

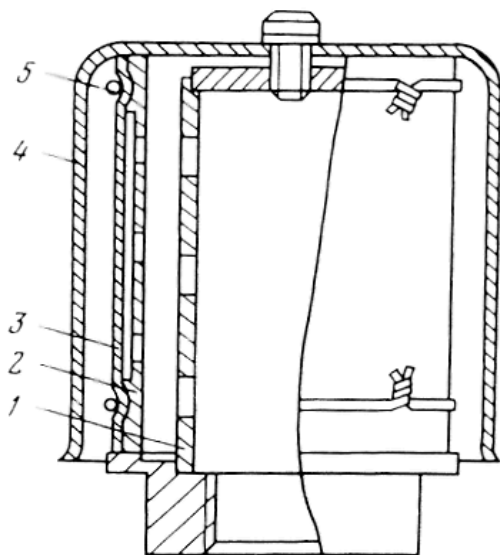


Рис. 6.16. Фільтр-сапун: 1 – перфорований стакан; 2 – каркас; 3 – фільтруюча перегородка; 4 – захисний ковпачок; 5 – обв'язка з дроту з масляним пиловловлювачем

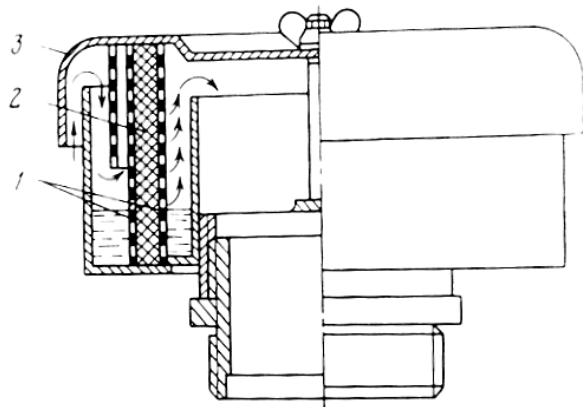


Рис. 6.17. Повітряний фільтр з масляною ванною: 1 – каркасна сітка; 2 – пориста набивка; 3 – ковпак

У зв'язку з можливістю отримання великих фільтруючих поверхонь при малих габаритах сапуни з касетами з фільтруючого паперу мають найбільшу пиломісткість.

Сапуни з металевою та синтетичною путанкою мають коефіцієнт фі-

льтрування 60 ... 70 %, тобто малоефективні. Їх номінальна тонкість фільтрування знаходиться в межах 60 ... 80 мкм, тобто такі сапуни не затримують часток, небезпечних для гідросистем. За гряземісткістю ці сапуни займають середнє положення між елементами з паперу та поролону. Таким чином покращити “дихання” гідросистеми можна, використовуючи фільтроелементи з паперу.

Удосконалення “дихання” можливе шляхом вбудуванням у сапун зворотних клапанів, кожний з яких відчиняється в свою сторону при перепаді тиску 14 кПа. За рахунок цього значно скорочується час з’єднання ванни з атмосферою, що дозволяє підвищити коефіцієнт очищення повітря до 90 %, навіть якщо як, фільтруючий елемент використовувати масляний фільтр. Значимо, що при промисловій експлуатації тракторів термін роботи масла, залитого в сапун, становить 240 год.

6.8. Оптимізація режимів технічного обслуговування та діагностування гідроприводів машин

Впровадження прогресивних методів діагностування гідравлічних приводів машин при експлуатації пов’язане з вирішенням питань оптимізації режимів їх технічного обслуговування та ремонту. Важливою умовою ефективної експлуатації гідроприводу є скорочення сумарних витрат на утримання у справному стані при забезпеченні постійної продуктивності машини. Можлива й інша постановка задачі: підвищення продуктивності машини та збереження при цьому потрібного рівня витрат на ремонт та обслуговування гідроприводу. В обох випадках враховуються технічні та економічні показники гідроприводу. Оптимізація цих показників є важливим резервом підвищення ефективності процесу технічного обслуговування та дозволяє організувати оптимальне керування надійністю гідроприводу на стадії експлуатації.

Метою оптимального керування є збільшення ресурсу елементів гідроприводу завдяки мінімізації швидкості зносу при регламентованих витратах на усунення відмов. Вибір оптимального керування обслуговуванням може бути зроблено на основі узагальненого досвіду експлуатації гідроприводів або за результатами спеціальних експериментальних випробувань, але

цей шлях потребує додаткових витрат. Тому у сучасній практиці частіше використовують аналітичні методи, що базуються на математичному моделюванні процесу технічного обслуговування. При цьому у багатьох випадках не потрібно створення повної моделі процесу технічного обслуговування, в якій враховувались би зміни фізичного стану елементів гідроприводу при експлуатації та економічні показники, а можуть бути використані спрощені моделі, призначені для розв'язання конкретних практичних задач. До таких задач належать визначення оптимальних значень граничних параметрів зносу елементів гідроприводу, виходячи із заданих часу напрацювання та продуктивності гідроприводу при експлуатації. Завищені граничні значення зносу пар тертя зумовлюють збільшення строку служби (ресурсу) гідроприводу, але при цьому відбувається зниження продуктивності машини внаслідок збільшення витоків рідини через зазори у парах тертя. Зниження граничних значень зносу пар тертя призводить до скорочення ресурсів гідроагрегатів, однак забезпечує високу продуктивність машини протягом усього періоду експлуатації.

Необхідність оптимізації потрібна не тільки при розрахунку граничних значень параметрів зносу, але й при визначенні оптимальних режимів процесу технічного обслуговування. Наприклад, швидкість зносу поверхонь тертя можна знизити шляхом збільшення частоти обслуговування елементів гідроприводу, що пов'язано з додатковими витратами коштів, матеріалів та ін. При цьому збільшується ресурс гідроприводу та знижуються витрати на придбання запасних гідроагрегатів або окремих вузлів гідроприводу.

Як уже було відзначено, роботи з технічного обслуговування гідравлічних приводів машин поділяють на планові (регламентні) та позапланові.

За допомогою планових робіт забезпечується регулярне обслуговування гідравлічних приводів машин у процесі їх нормальної експлуатації, у тому числі виконання робіт зі змащування, заправки робочою рідиною, очищення фільтроелементів, регулювання, перевірки правильності функціонування тощо. Для агрегатів, що експлуатуються за ресурсом, у перелік планових робіт включаються роботи із заміни агрегатів після відпрацювання встановлених ресурсів. Для агрегатів, технічне обслуговування та ремонт яких здійснюється за станом з контролем параметрів, в планові обов'язково додаються роботи з діагностування для своєчасного визначення станів агре-

гатів, які передують відмовам, та прогнозування зміни їх технічного стану при експлуатації.

Позапланові роботи, що виконуються при технічному обслуговуванні систем гідроприводів, пов'язані з відновленням працездатності системи при виникненні відмов окремих агрегатів та елементів. До цих робіт належать пошук агрегату, що відмовив, встановлення причини відмови, його заміну та подальша перевірка правильності функціонування системи.

6.8.1. Моделювання процесів відновлення елементів гідроприводу

Для вирішення питань оптимізації режимів технічного обслуговування та контролю системи гідравлічних приводів широко використовуються різні методи математичного моделювання процесів експлуатації машин, їх технічного обслуговування та ремонту. Моделювання процесів технічного обслуговування та ремонту включає також моделювання процесів відновлення елементів гідравлічного обладнання машини.

Сьогодні застосовують різні методи моделювання процесів відновлення, найбільше поширення одержали методи статистичного моделювання. У цьому випадку процес відновлення будь-якого елемента гідроприводу описується параметром потоку відновлення $\omega_b(t)$ та функцією потоку відновлення $\Omega_b(t)$ [41]. При нормальному функціонуванні системи технічного обслуговування спостерігається рівність функцій потоку відмов та потоку відновлення.

Параметр потоку відновлення

$$\omega_b(t) = \sum_{m=1}^{\infty} b_{k_m}(t), \quad (6.2)$$

де $b_{k_m}(t)$ – щільність розподілення ресурсів конструктивних елементів гідроприводу ; m – кількість змін.

Функція потоку відновлення

$$\Omega_b(t) = \sum_{m=1}^{\infty} F_{k_m}(t), \quad (6.3)$$

де $F_{k_m}(t)$ – функція композиції розподілення ресурсів конструктивних елементів гідроприводу до замін; m – кількість замін.

Процес відновлення пов'язаний із заміною зношеної деталі гідроприводу на запасну; при цьому приймається, що ресурс запасної деталі менший за ресурс основної внаслідок її встановлення у зношений гідроагрегат. При загальному процесі відновлення композицію розподілення ресурсів визначають підсумовуванням ресурсів основної деталі зі щільністю розподілення $f_1(t)$ та запасної – зі щільністю $f_{3.ч}(t)$. Приймаємо, що запасні деталі встановлюються у гідропривід послідовно, тоді $f_{3.ч}(t) = b(t) = \dots = f_m(t)$, а середні значення та дисперсії композиції розподілення ресурсів елементів гідроприводу для будь-якого закону розподілення (нормального, експоненціального та ін.) визначаються підсумовуванням:

$$t_{к.сер} = t_{к.сер\,m-1} + t_{3.ч.сер}, \quad (6.4)$$

$$\sigma^2 = \sigma_{k_{m-1}}^2 + \sigma_{3.ч}^2. \quad (6.5)$$

Щільність композицій розподілення ресурсів визначається через інтеграл згортання послідовно для m замін:

$$f_{k_m}(t) = \int_0^{\infty} f_{3.ч}(t - t_{k_{m-1}}) f_{k_{m-1}}(t) dt. \quad (6.6)$$

При нормальних розподіленнях ресурсів основного елемента та запасної частини щільність розподілення напрацювання до заміни $m + 1$ деталей у випадку загального відновлення визначається формулою

$$f_{k_m}(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi(\sigma_1^2 + m\sigma_{3.ч}^2)}} e^{-\frac{(t-t_1-mt_{3.д})^2}{2(\sigma_1^2 + m\sigma_{3.ч}^2)}}, \quad (6.7)$$

де t_1 – ресурс основної деталі; σ_1 – дисперсія композиції розподілення ресурсу основної деталі; $t_{3.д}$, $\sigma_{3.ч}$, – відповідно ресурс та дисперсія композиції розподілення ресурсу запасної деталі (частини).

При невизначених законах розподілення ресурсів основного та запасного гідроприводів щільність композиції розподілення визначають наближеним інтегруванням інтегралу згортання:

$$f_{k_m}(t) \approx \sum_0^{\infty} f_{3.ч}(t_1 - t_m) f_{m-1}(t) \Delta t = \sum_0^{\infty} \Delta F_{k_{m-1}}(t) f_{3.ч}. \quad (6.8)$$

Вираз (6.8) добре узгоджується з процесом відновлення: на інтервалі напрацювання Δt відбуваються перші відмови елементів $\Delta F_{k_{m-1}}(t) =$

$f_{k_{m-1}}(t)\Delta t$; елементи замінюють запасними деталями, відмови яких розподілені на подальшому напрацюванні $(t - t_m)$ відповідно до щільності розподілення ресурсу запасної частини $f_{3.ч}(t - t_m)$. Таким чином, в експлуатації знаходяться декілька груп запасних деталей, введених у роботу в різний час відповідно до функції $\Delta F_m(t)$. Ймовірність декількох замін деталей дорівнює сумі ймовірностей наявності замін в усіх $\Delta F_m(t)$ групах деталей.

Моделювання процесу відновлення гідроприводу пов'язано з процесом старіння (віком) машини. Це потребує урахування нестационарності характеру процесу відновлення деталей, які вийшли з ладу. У цьому випадку функція потоку ремонтів з урахуванням ймовірностей безвідмовної роботи гідроприводу $P_r(t)$ до граничного стану

$$\Omega_p(t_p) = \int \omega t P_r(t) dt . \quad (6.9)$$

Визначені згідно з виразами (6.2), (6.3) і (6.9) залежності $\omega_b(t)$, $\Omega_b(t)$, $\Omega_p(t_p)$ використовуються у подальшому для оптимізації періодичності технічного обслуговування та контролю гідроприводів машин при експлуатації.

6.8.2. Визначення оптимальної періодичності технічного обслуговування та діагностування гідравлічних приводів

Для цього можуть використовуватися різні критерії. Якщо відмови гідроагрегатів не пов'язані з небезпекою для людей гідроагрегатів, доцільно використовувати економічні критерії. Оптимальна періодичність технічного обслуговування для окремих агрегатів $t_{\text{опт}}$ у цьому випадку може бути визначена з умови досягнення максимального значення співвідношення:

$$\Pi = \left\{ P^*(t) / W_{\text{т.о}} \right\}, \quad (6.10)$$

де $P^*(t)$ – необхідний рівень надійності роботи агрегату між технічними обслуговуваннями; $W_{\text{т.о}}$ – витрати на технічне обслуговування, які включають витрати на планові профілактичні роботи $W_{\text{пл}}$ та витрати на усунення відмов $W_{\text{від}}$.

Оптимальну періодичність виконання робіт з технічного обслуговування можна визначити за рис. 6.18. У ряді випадків максимальне значення величини Π може визначатися при деяких обмеженнях, наприклад, при за-

безпеченні мінімальної трудомісткості технічного обслуговування при заданому рівні надійності або максимальній надійності – при заданому рівні трудомісткості.

У тих випадках, коли відмові системи гідроприводу передуює період розвитку несправності (наприклад, зниження тиску в системі внаслідок внутрішньої негерметичності), для визначення оптимальної періодичності робіт з технічного обслуговування може бути використаний такий метод [41]. Як критерій у цьому випадку застосовується максимум ймовірності безвідмовної роботи за час $t_{p.n}$ розвитку несправності, яка ще не призводить до невідповідності функціонального параметра системи межах технічних умов.

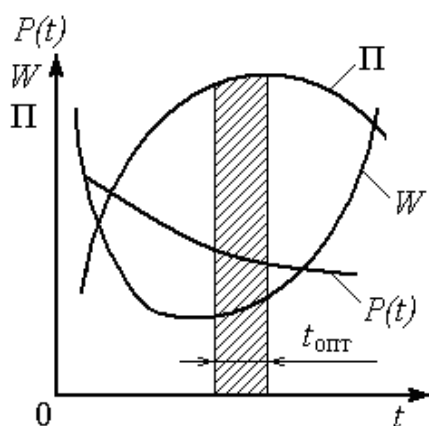


Рис. 6.18. Залежність параметрів $P(t)$, W та Π від часу напрацювання

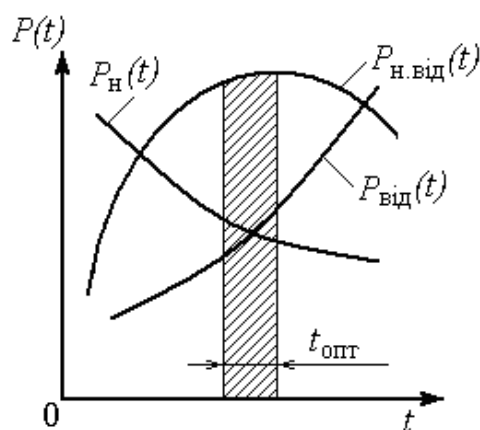


Рис. 6.19. Схема для визначення періодичності проведення технічного обслуговування

При експоненціальному розподіленні потоку відмов у системі гідроприводу оптимальна періодичність робіт з технічного обслуговування може бути визначена як

$$t_{\text{опт}} = \frac{\ln \lambda_1 - \ln \lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2}, \quad (6.11)$$

де λ_1 – інтенсивність виникнення несправностей; λ_2 – інтенсивність відмов.

Необхідно зазначити, що вираз (6.11) може бути використаний для визначення $t_{\text{опт}}$ та при наявності інших законів розподілення відмов у системі гідроприводу. Похибки при знаходженні значення $t_{\text{опт}}$ у таких випадках не перевищують 10 ... 15 %.

На практиці оптимальне значення періодичності проведення робіт з

технічного обслуговування та контролю систем гідравлічних приводів машин зазвичай знаходять шляхом побудови залежностей ймовірностей виникнення несправностей в системі $P_H(t)$, ймовірностей виникнення відмови $P_{\text{від}}(t)$ та ймовірностей безвідмовної роботи системи при наявності несправностей $P_{\text{н.від}}(t)$ від часу t (рис. 6.19).

Отримані розрахункові значення оптимальної періодичності робіт з технічного обслуговування і контролю системи гідроприводу та його окремих агрегатів слід розглядати як бажані, які необхідно враховувати при визначенні періодичності технічного обслуговування машини в цілому, оскільки роботи з обслуговування системи гідроприводу повинні бути пов'язані з певним видом технічного обслуговування машини.

Знаходження оптимальних параметрів процесу технічного обслуговування, як і будь-яка задача оптимізації, складається з трьох етапів: визначення виду цільової функції, виду варьованих параметрів, та складання методики оптимізації. Як цільова функція або критерій оптимізації рекомендується приймати коефіцієнт сумарної питомої вартості $C_{\text{сум}}$ [41]. Однак цей показник визначається трьома іншими: вартістю усунення відмови $C_{\text{від}}$, що зумовлюється використанням ресурсу t_p ; вартістю виконання технічного обслуговування $C_{\text{обс}}$ з періодичністю $t_{\text{обс}}$, а також вартістю компенсації середніх питомих втрат C_k , що виникають внаслідок зносу деталей. Тому більш правильною буде методика оптимізації, що враховує три критерії. У більшості випадків необхідно залежно від умов обмеження або ранжувати ці три критерії, або скласти який-небудь узагальнений критерій. При цьому рекомендується використовувати методи багатокритеріальної оптимізації, наприклад дослідження простору параметрів.

При розгляді оптимізації технічного обслуговування гідроприводів машин головним завданням є вибір параметрів, які підлягають оптимізації. У багатьох випадках такими параметрами є ресурс гідроагрегату та швидкість зносу його елементів.

Збільшення ресурсів гідроагрегату приводить до скорочення кількості ремонтів за строк експлуатації, а отже, й до зменшення використання запасних частин. Збільшення ресурсів агрегатів можна досягти шляхом збільшен-

ня гранично допустимого зносу та зниження середньої швидкості зносу. Однак підвищення граничного значення зносу приводить до збільшення витоків через зазори між з'єднаними поверхнями, а отже, – до зниження продуктивності машини. З іншого, – зниження швидкості зносу може бути забезпечено при збільшенні частоти проведення технічних обслуговувань, що веде відповідно до зростання затрат.

Важливим питанням у проблемі оптимізації є вибір методу оптимізації. Якщо процес технічного обслуговування може бути змодельованим системою диференціальних або алгебричних рівнянь, що розв'язуються відносно параметрів оптимізації (ресурсу t_p та швидкості зносу u), то до цієї системи n рівнянь додають ще рівняння функцій цілі. Сумісне рішення цієї системи з урахуванням обмежень, зумовлених особливостями процесу зносу, а також економічними міркуваннями, дає можливість отримати рішення, оптимальні для заданих умов. Для зменшення трудомісткості розрахунків бажано заздалегідь визначити межі зміни варійованих параметрів. Їх можна визначити шляхом проведення попередніх експериментальних випробувань або апіорним шляхом. Зменшивши діапазон пошуку оптимальних параметрів, можна скоротити трудомісткість розв'язання задачі оптимізації.

Розглянемо декілька методів рішення задачі вибору оптимальних параметрів процесу технічного обслуговування гідроприводів машин.

Метод головного критерію [41]. Використання цього методу передбачає виділення середовища групи частинних критеріїв $C_{\text{від}}$, $C_{\text{обс}}$, C_k основного (головного) критерію, наприклад $C_{\text{від}}$. Тоді за критерієм $C_{\text{від}}$ виконується пошук оптимальних параметрів, а на останні накладається обмеження у вигляді нестрогих нерівностей: $C_{\text{обс}} \leq C_{\text{обс}}^*$; $C_k \leq C_k^*$ (тут $C_{\text{обс}}^*$ та C_k^* – нормовані значення $C_{\text{обс}}$ та C_k).

Недоліком цього методу оптимізації є те, що в ряді випадків мінімальне значення $C_{\text{від}}$ може бути опущено внаслідок того, що обмеження на другорядні критерії $C_{\text{обс}}$ та C_k можуть набути домінуючого значення.

Метод узагальненого критерію [41]. У цьому випадку використовується не один критерій, а згортання окремих критеріїв. Метод передбачає використання одного критерію замість декількох. Позначимо його через

$C_{\text{сум}}$. Тоді $C_{\text{сум}} = \alpha_1 C_{\text{від}} + \alpha_2 C_{\text{обс}} + \alpha_3 C_{\text{к}}$ (тут $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – коефіцієнти, що визначають ступінь кожного критерію в основній сумі). Основною складністю у використанні такого методу є визначення значень цих коефіцієнтів.

У ряді випадків використовують такий прийом. Приймаючи $\sum \alpha_i = 1$ та задаючись приблизним співвідношенням, отримують згортання критеріїв. Значення α_i вибирають залежно від важливості відповідного критерію. Якщо при плануванні строків проведення технічного обслуговування гідроприводів відомі співвідношення між величинами $C_{\text{від}}$, $C_{\text{обс}}$ та $C_{\text{к}}$, то, відобразивши їх у вигляді пропорцій, легко отримати значення коефіцієнтів.

Лексикографічна постановка задачі оптимізації. Перераховані способи усунення невизначеностей при пошуку параметрів оптимізації не дають точної та визначеної інформації, але можуть бути використані для розв’язання окремих задач. Більш досконалим є лексикографічна постановка задачі оптимізації.

При використанні цього методу на першому етапі відбувається строге ранжування критеріїв, а саме – виділяється головний та другорядний критерії. На другому етапі вирішується задача мінімізації функції цілі з урахуванням того, що є областю оптимальних параметрів (якщо рішення задачі не єдине). Потім на третьому етапі на безлічі оптимальних параметрів, вибраних за першим критерієм, визначається область оптимальних параметрів, що відповідають другому критерію. Кількість наступних етапів відповідає кількості окремих критеріїв.

Застосована до процесу технічного обслуговування гідроприводів лексикографічна задача оптимізації може бути сформульована таким чином. Визначається область оптимальних параметрів для критерію $C_{\text{від}}$, з якої виділяється область параметрів, що відповідають мінімальному значенню другорядного критерію $C_{\text{обс}}$. При цьому дотримується умова $C_{\text{від}_2} \leq C_{\text{від}_1}$ (тут $C_{\text{від}_1}$ та $C_{\text{від}_2}$ – значення основного критерію, отримані в результаті оптимізації відповідно на першому та другому етапах пошуку оптимальних параметрів). Після звуження області пошуку знову розв’язується задача оптимізації, але з урахуванням критерію $C_{\text{к}}$, що залишився. На третьому етапі оптимізується система за критерієм $C_{\text{к}}$; при цьому на задачу оптимізації на-

кладаються такі обмеження: $C_{\text{від}_{i+1}} \leq C_{\text{від}_i}$; $C_{\text{обс}_{i+1}} \leq C_{\text{обс}_i}$ (значення критеріїв з індексами i та $i + 1$ відповідають результатам оптимізації, отриманим на цьому та попередньому етапах оптимізації).

На заключному етапі отримаємо єдине рішення або безліч оптимальних рішень для параметрів, які розглядаються (ресурсів гідроагрегатів та швидкості зносу). При наявності безлічі рішень можна продовжити пошук оптимальних параметрів, але для цього необхідно ввести нові частинні критерії.

Оптимізація параметрів технічного обслуговування гідроприводів в умовах компенсації окремих критеріїв. У попередніх випадках розглядалася задача оптимізації процесу технічного обслуговування без компенсації зменшення ряду окремих критеріїв. Однак можлива постановка задачі, коли припускається деяке зменшення значень окремих критеріїв за умови їх компенсації в результаті збільшення значення інших. Якщо така компенсація не зменшує ефективності усього процесу, то вона цілком припустима. При використанні цього методу величина припустимої компенсації оцінюється коефіцієнтом заміщення β .

Припустиме зменшення визначається добутком $\beta \Delta$ (тут Δ – відносне значення зменшення одного критерію відносно іншого). Наприклад, два будь-яких окремих критеріїв пов'язані співвідношенням

$$\beta = d J_i / d J_j , \quad (6.12)$$

де J_i та J_j – окремі критерії (в цьому випадку $C_{\text{від}}$, $C_{\text{обс}}$ або $C_{\text{к}}$).

Наступним важливим етапом при застосуванні цього методу оптимізації є складання рівняння зв'язку.

Розглянемо як приклад визначення значення β при наявності такого рівняння зв'язку між критеріями $C_{\text{від}}$ та $C_{\text{обс}}$:

$$F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}}) = \text{const} . \quad (6.13)$$

Продиференціювавши вираз (6.13), отримаємо

$$\frac{\partial F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}})}{\partial C_{\text{від}}} d C_{\text{від}} + \frac{\partial F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}})}{\partial C_{\text{обс}}} d C_{\text{обс}} = 0. \quad (6.14)$$

Звідси маємо

$$\beta = \frac{\partial F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}}) / \partial C_{\text{обс}}}{\partial F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}}) / \partial C_{\text{від}}} \quad (6.15)$$

Поданий метод також оснований на визначенні виду узагальненого критерію $F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}}, C_{\text{к}})$ та коефіцієнтів, які враховують відсоток кожного критерію.

Запитання для самоконтролю

1. Перелічіть види гідроприводів залежно від кліматичних умов експлуатації.
2. Назвіть основні причини виникання неполадок у гідроприводі та методи їх усунення.
3. Яка послідовність та обсяг робіт при монтажу гідроприводів?
4. Яка послідовність та обсяг робіт при запуску гідроприводу?
5. Які гідроапарати потрібно регулювати при пробному пуску гідроприводу?
6. Назвіть види технічного обслуговування гідрофікованих машин.
7. Які види ремонту (їх обсяг) передбачено для гідроприводів металообробних верстатів?
8. Який обсяг робіт виконується під час періодичного огляду?
9. Назвіть вимоги до робочої рідини гідросистем.
10. Коли і в якій послідовності проводиться заміна робочої рідини?
11. Перерахуйте вихідні параметри робочих рідин гідроприводів.
12. Як забруднення робочої рідини впливає на спрацювання елементів гідроприводу?
13. Який граничний вміст води може бути в робочій рідині.
14. Як впливає вміст повітря на характеристики робочої рідини?
15. Який вплив в'язкості робочої рідини на експлуатаційні характеристики гідравлічних систем?
16. Яким чином змінюється ККД насосів зі зміною в'язкості робочої рідини?
17. Який фізичний процес старіння робочої рідини?
18. Які фактори впливають на старіння робочої рідини?
19. Які ви знаєте вогнестійкі робочі рідини?
20. Як усунути кавітацію робочої рідини?
21. Традиційні методи очищення робочих рідин.
22. Гідродинамічне очищення робочих рідин.

23. Методи промивання трубопроводів.
24. Методи очищення деталей і вузлів гідросистем від механічних забруднень.
25. Технологічне очищення трубопроводів.
26. Ущільнюючі з'єднання.
27. Вимоги до ущільнень, що використовуються у гідроприводах.
28. Ущільнення при зворотно-поступальному русі.
29. Ущільнення валів, що обертаються.
30. Ущільнення кільцями круглого перерізу.
31. Торцеві ущільнення.
32. Регенерація робочих рідин.
33. Яка рекомендована тонкість фільтрації робочих рідин для насосів та гідроапаратів?
34. Методи зниження шуму та вібрацій у гідроприводах.
35. Принцип роботи гасителі пульсацій тиску рідини в гідроприводі.
36. Методи зниження шуму в гідравлічних машинах.
37. Пасивні методи захисту від вібрацій.
38. Резонансні коливання трубопроводів та методи їх усунення.
39. Ємності для робочих рідин та вимоги до них.
40. Як визначити необхідний об'єм гідробака?
41. Захист ємностей гідросистем від забруднень.
42. Яка періодичність технічного обслуговування є оптимальною?
43. Особливості застосування методу узагальненого критерію при визначенні періодичності технічного обслуговування гідроприводів.

РОЗДІЛ 7

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПНЕВМАТИЧНИХ ПРИВОДІВ ТА ПРИСТРОЇВ

У процесі експлуатації пневматичних приводів та пристроїв під впливом різних факторів розрегулюються їх параметри, витрачаються матеріали, старіють або відмовляють окремі компоненти, у результаті чого знижується якість або взагалі припиняється їх функціонування. Для підтримки пневматичних приводів та пристроїв у робочому стані проводиться їх технічне обслуговування, планові та аварійні ремонти. Тривалість і надійність експлуатації пневматичних приводів і систем значною мірою визначаються правильним їх монтажем, організацією і якістю технічного обслуговування, спрямованого на виконання вимог експлуатаційної документації, інших заходів, які забезпечують його належне функціонування.

7.1. Монтаж пневматичних пристроїв та систем

Під час монтажу пневматичних систем та пристроїв повинні бути передбачені заходи, які виключають можливість пошкодження пристроїв та забезпечують захист від потрапляння забруднень у їх внутрішні порожнини.

Місця встановлення пристроїв повинні бути доступні для обслуговування в процесі експлуатації.

Монтаж пневматичних пристроїв необхідно здійснювати таким чином, щоб напрямок руху повітря співпадав з напрямком стрілки на пристроях.

Перед монтажем пневматичних пристроїв необхідно видалити з отворів з різьбою заглушки та перевірити чистоту різьбових гнізд.

7.1.1. Монтаж трубопроводів

Він повинен забезпечити: міцність та щільність труб, їх з'єднання між собою і приєднання до арматури і пристроїв; надійність їх закріплення на опорних конструкціях; можливість видалення вологи, продування і промивання. Трубопроводи слід прокладати по коротших відстанях між з'єднуваними пристроями з мінімальною кількістю згинань та перетинів в

місцях, доступних для обслуговування, та де відсутнє різке коливання температури оточуючого середовища. Трубопроводи, зазвичай, повинні прокладатися на відстані 25 ... 30 мм від стін та перекриття.

Для більш рівномірного постачання повітрям споживачів (рис. 7.1) магістральних міжцеховий 15 і цеховий 14 трубопроводи потрібно закільцювати. Це зменшує втрати енергії на пневматичний опір, дозволяє проводити ремонт та обслуговування відтінків трубопроводів без відключення усієї системи. При прокладанні трубопроводів не допускається утворення впадин, оскільки це призводить до скупчення води, масла і бруду. Якщо не можна запобігти утворенню впадин, то у найбільш низьких місцях слід встановлювати пристрої 8–13 (див. рис. 7.1) для вловлювання і видалення забруднень.

Для запобігання засміченню та забрудненню магістральних трубопроводів їх слід монтувати з нахилом 0,0005 ... 0,005 у напрямку руху повітря. Відводи від магістрального трубопроводу рекомендується розташовувати вверху, це значно зменшує можливість потрапляння конденсату до споживача. Під час монтажу на трубопроводах засувки, клапанів та інших пристроїв біля них необхідно встановлювати опори (скоби, кронштейни), табл. 7.1.

Слід зазначити, що в якості трубопроводів найчастіше використовуються безшовні труби з вуглеводистих та легованих сталей, з нержавіючих сталей, мідні, алюмінієві і з алюмінієвих сплавів, а також поліетиленові та поліхлорвінілові. На металеві труби повинно бути нанесене захисне покриття, стійке до корозії. Від якості підготовки внутрішньої поверхні труб для покриття залежить якість захисних робіт, а отже, довговічність трубопроводу. Під час монтажу гнучких трубопроводів необхідно враховувати що вони можуть працювати тільки на згинання, а їх скручування – неприпустиме. У випадку роботи гнучких трубопроводів біля арматури вони повинні мати відрізки, не менше двох діаметрів, які не повинні згинатися.

Вибір прийнятного розміру діаметра трубопроводу базується на не перевищенні прийнятного перепаду тиску (зазвичай 10 % від початкового тиску). Перевагу слід віддавати трубопроводу із запасом за діаметром.

При згинанні труб необхідно дотримуватися таких вимог: місце згинання повинно мати плавні контури; овальність у поперечному перерізі труби повинна бути не більша за 10 %. Мінімальний радіус внутрішньої кривої

згинання труби повинен становити: для сталіних – при згинанні у холодному стані не менше 4-х зовнішніх діаметрів, а при згинанні у гарячому стані – 3-х зовнішніх діаметрів; для мідних – при згинанні у холодному стані не менше 2-х зовнішніх діаметрів; алюмінію і сплавів з нього – при згинанні у холодному стані не менше 3-х зовнішніх діаметрів; поліетиленових: при згинанні у холодному стані не менше 6-ти зовнішніх діаметрів, а при згинанні у гарячому стані не менше 3-х зовнішніх діаметрів; поліхлорвінілових – не менше 3-х зовнішніх діаметрів.

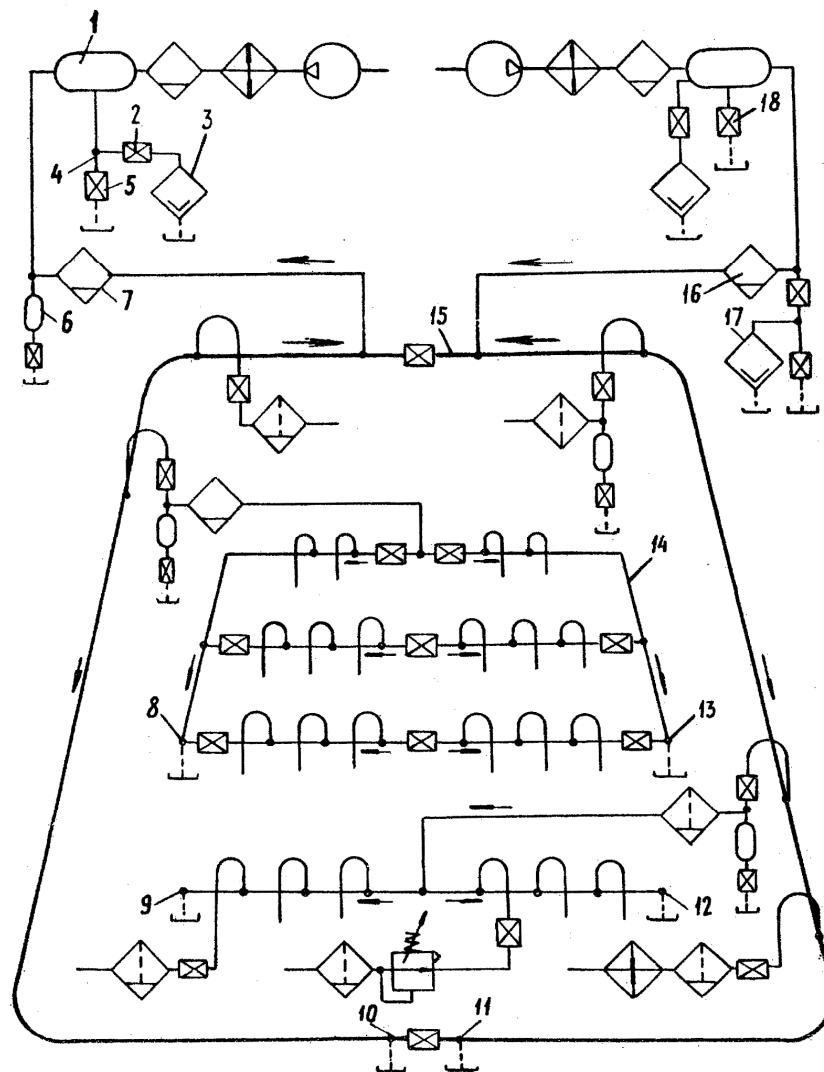


Рис. 7.1. Приклад застосування схем і монтажу очищаючих пристроїв та трубопроводів: 1 – ресивер; 2, 5, 18 – вентиль; 3, 17 – пристій для відведення конденсату; 4 – труба, що виконує функції відстійника; 6 – водозбірник; 7, 16 – пристій для відокремлення вологи; 8 – 13 – пристрої для вловлювання і видалення забруднень; 14, 15 – трубопроводи

Таблиця 7.1 – Рекомендовані відстані між кріпленнями трубопроводів [26]

Вид трубопроводу	Зовнішній діаметр, мм	Відстань між кріпленнями, м	
		на горизонтальних ділянках	на вертикальних ділянках
Стальні та вінілпластові	До 20	1,5	2,0
Стальні	Більше за 20	2,5 ... 4,0	3,3 ... 5,0
З кольорових металів	до 60	1,0	1,5
Одиночні труби з пластмас	До 25		
або			
пучки з них	До 10	0,3	0,5
Теж саме	Більше за 10	0,5	0,8
	до 25		
Теж саме	Більше за 25	0,7	1,2
	до 40		
Теж саме	Більше за 40	1,0	1,5
Пневмокабелі	До 30	0,5	1,0
Теж саме	Більше за 30	0,7	1,2

Під час монтажу трубопроводів використовують рознімні та не рознімні з'єднання. Як рознімні з'єднання використовують нормалізовані різьбові з'єднання. Нероз'ємні з'єднання виконують пайкою або зварюванням. При виконанні з'єднань повинні бути забезпечені такі вимоги: механічна міцність; щільність; повний прохідний переріз, а для рознімного з'єднання – легкість збирання та розбирання. Найбільшого поширення при виконанні не рознімних з'єднань отримало газове зварювання труб. Серед рознімних з'єднань використовуються різьбові, фланцеві, муфтові, ніпельні та ін.

7.1.2. Монтаж пристроїв очищення повітря та масло розпилювачів

Для часткового видалення води та масла з стисненого повітря навиході з компресора встановлюють кінцеві холодильники та вологомасло-відділювачі. При цьому кінцевий холодильник повинен бути встановлений як можна ближче до компресора та об'єднаний з ним коротким трубопроводом.

Монтаж пристроїв очищення та маслорозпилювачів повинен забезпечити в процесі експлуатації легкий доступ до них обслуговуючого персона-

лу. Оскільки фільтри видаляють тільки крапельну вологу та тверді частки, а пари вологи, яка залишилася, можуть конденсувати та відтінку трубопроводу між фільтром і пристроєм перед яким його встановлено, то фільтри необхідно розміщувати як можна ближче до цього пристрою. Стакан фільтра потрібно встановлювати вертикально.

Осушувачі можуть бути встановлені як у приміщенні, так і на відкритому повітрі. У останньому випадку необхідно вжити заходи, які запобігають замерзанню дренажних ліній у зимовий час. Повітрозбірник повинен монтуватися за межами приміщень.

Під час монтажу осушувачів у приміщенні розміри останнього повинні забезпечити можливість проведення монтажних та ремонтних робіт. Осушувачі монтуються на фундаментах або стояках, вмонтованих у підлогу приміщення. Повітряні трубопроводи слід оснащувати роз'ємними з'єднаннями, необхідними для монтажу та ремонту. Розташування запірної апаратури на трубопроводах повинно бути зручним для обслуговування. У монтажній схемі повинні бути передбачені байпасні лінії, які дозволяють відключити осушувач для ремонту або заміни адсорбенту без порушення споживання стисненого повітря.

Для більш надійного змащування маслорозпилювач рекомендується встановлювати трохи вище обладнання для змащування для того, щоб масло переміщувалося у потрібному напрямку під дією сили тяжіння. Маслорозпилювачі, як і фільтри, повинні монтуватися у вертикальному положенні та кріпитися безпосередньо на трубопроводі.

Існуючі конструкції автоматичних конденсатовідвідників чутливі до забруднень, які можуть викликати заїдання рухомих частин та забруднення дренажного отвору. Тому їх слід використовувати разом з відстійниками, рис. 7.1 – для відведення забруднень з ресивера / бажано використовувати автоматичні конденсатовідвідні пристрої, які запобігають заводненню пневмосистеми та не потребують витрати робочого часу на відкриття та закриття вентилів і кранів. Ручні пристрої більш прості та надійні, однак використовувати їх треба в тому випадку, коли небезпека накопичення конденсату дуже мала, а скид проводиться не частіше ніж раз у зміну. Злив конденсату здійснюється шляхом приєднання водозбірників до дренажної системи.

7.1.3. Монтаж пневмоциліндрів

Залежно від умов роботи стаціонарні пневмоциліндри монтуються різними способами: на подовжених стяжках; на передньому або задньому фланцях; лапах; провушині; цапфах; шарнірі. Кріплення до штока виконавчого механізму також може бути здійснено різними способами: за допомогою зовнішньої або внутрішньої різьби на кінці штока або шляхом використання перехідних елементів для кріплення – цапф, провушин, фланців, які накручуються на кінець штока з різьбою.

Монтаж ударних пневмоциліндрів рекомендується проводити на передньому або задньому фланцях.

При виборі способу монтажу слід намагатися (особливо при великих навантаженнях та значній ході поршня) зменшити або виключити згинаючі моменти, які виникають при дії бокових навантажень на шток.

Під час монтажу пневмоциліндра необхідно забезпечити співвісність його штока з веденою ланкою виконавчого механізму, яка з'єднана з ним. Співвісність перевіряється шляхом встановлення монтаж-них струн, висків інших пристроїв. Порушення співвісності пневмоциліндра з виконавчим механізмом приводить до однобічного зношування циліндра та направляючих втулок штока, а також до однобічного зношування ущільнень штока і поршня та перекосів виконавчого механізму. Крім того, перекіс та бічні навантаження в окремих випадках можуть викликати заклинювання штока.

Кріплення пневмоциліндрів повинно бути достатньо міцним і жорстким. З'єднання штока з приводом бажано здійснювати через шарнір. Затяжка ущільнень, які регулюються, для штоків повинна забезпечити їх ущільнення при припустимих втратах на тертя. При монтажі пневмоциліндрів, які монтуються на цапфах, вони повинні без перешкод качатися на цапфі у межах заданого кута повороту, що перевіряється шляхом нахилу циліндра на заданий кут. Для запобігання збору конденсату пневмоциліндри монтуються отворами для підведення повітря вниз.

У вихлопну порожнину пневмоциліндра односторонньої дії для запобігання потрапляння в неї бруду з оточуючого середовища встановлюють фільтри (сапуни).

Після закінчення монтажу перевіряється відповідність крайніх положень поршня циліндра положенню виконавчого механізму, при цьому для

виключення ударів поршня об кришку величину робочого ходу слід приймати меншою за величину повного ходу циліндра.

Монтажне положення пневмоциліндрів будь-яке. Переміщення штока приводу при прямому та зворотному його ході при номінальному тиску, повинно відбуватися без ривків, заїдань та ударів.

7.1.4. Монтаж пневмомоторів

При їх монтажу необхідно слідкувати за співвісністю валів мотора та виконавчого механізму. Осьове зусилля на вали пневмомоторів недопустиме. Його положення при монтажі будь-яке.

Після встановлення пневмомотор необхідно апробувати у робочому режимі протягом 15 ... 20 хв. Якщо пневмомотор реверсивний, то слід перевірити його оберти у правому та лівому напрямку. Під час роботи не повинно бути сторонніх стуків, шумів у середині мотора, витоків повітря по стиках, з'єднаннях та через стінки деталей.

Проконтролювати температуру зовнішніх поверхонь (у місцях встановлення підшипників). Нагрівання вище 50 ... 60 °C неприпустиме. У випадку підвищення температури пневмомотор необхідно оглянути та встановити причину нагрівання.

7.1.5. Монтаж пневмоапаратури

Спосіб монтажу пневмоапаратури визначається її монтажно-комунікаційними параметрами, тобто способом приєднання зовнішніх пневмоліній, закріплення окремих пристроїв та їх компановка у єдину систему.

Монтаж може бути індивідуальним або груповим. При індивідуальному способі монтажу апарат кріпиться і з'єднується за схемою без спільних комунікаційних і монтажних деталей, а з іншими елементами з'єднується зазвичай за допомогою трубопроводів або каналів у корпусних деталях машини, вузла тощо. При груповому монтажі апарати кріпляться та приєднуються до системи за допомогою спільних або уніфікованих монтажних та комунікаційних деталей. Індивідуальний монтаж може бути різьбовим (трубним) або стиковим.

Груповий монтаж може бути пакетним або батарейним. При пакетному монтажі розподільники не мають спільних каналів, при батарейному за-

звичай утворюють спільні, для групи розподільників, канали живлення та вихлопні.

Монтаж повинен забезпечувати легкий доступ до пневмоапаратури для налаштування регулювання та обслуговування в процесі експлуатації. Апаратура зазвичай монтується у будь-якому положенні. Можливі виключення вказуються у вказівках з монтажу та експлуатації.

Золотникові розподільники з двостороннім керуванням слід розміщувати таким чином, щоб напрямок переміщення золотника був горизонтальним, особливо якщо у конструкції розподільника непередбачено спеціального пристрою для фіксації золотника у крайніх положеннях. У протилежному випадку можливе самовільне переключення золотника при відсутності або рівності сигналів в обох керуючих порожнинах.

Кранові розподільники необхідно розміщувати таким чином, щоб виключити їх самовільне переключення під дією маси рукоятки.

Апарати стикового приєднання кріпляться гвинтами безпосередньо на панельній площині або на спеціальних проміжних плитах. Під час монтажу апаратів стикового приєднання з метою недопущення деформації корпусів гвинти не слід сильно затягувати, оскільки ущільнення площин забезпечується натягом гумових кілець. Розподільники слід встановлювати як можна ближче до об'єкта керування, що дозволить скоротити втрати стисненого повітря та підвищити швидкодію приводу.

Для зниження рівня шуму пристроїв мініапаратури, особливо центральної частини системи, які працюють при достатньо великій частоті, вихлоп апаратів рекомендується звести до колектора з глушником. З метою збільшення швидкодії та зменшення втрат тиску в лініях зв'язку між елементами слід виконувати трубопроводами якомога меншої довжини.

7.2. Технічне обслуговування пневматичних пристроїв, приводів та систем

7.2.1. Забруднювачі стисненого повітря

Для нормальної роботи пневмоприводів необхідно, щоб забруднення стисненого повітря не перевищувало допустимого рівня. Забруднювачами стисненого повітря є вода та компресорне масло у рідкому та пароподібному

стані, тверді й газоподібні забруднювачі. Найбільшу частину забруднювачів пневматичних систем зазвичай становить вода та компресорні масла.

Вода. Джерелом води, яка міститься в стисненому повітрі, є водяна пара, що засмоктується компресором у пневматичну систему разом з атмосферним повітрям. Іноді вода надходить у лінію живлення через негерметичність проміжних і кінцевих холодильників, а також через відсутність загороджувальних козирків на забірних пристроях всмоктувальної лінії в дощову погоду. Вміст вологи у повітрі залежить від температури та відносної вологості пароповітряної суміші. Для атмосферного повітря ці параметри визначаються кліматичними умовами та порою року.

Стиснення повітря, яке надходить у компресор, супроводжується підвищенням температури на 100 ... 130 °С. У процесі стиснення повітря вміст вологи в його питомому об'ємі збільшується пропорційно підвищенню тиску, але при цьому внаслідок зростання температури, його відносна вологість значно знижується. Так, при тиску в системі 0,7 МПа та відносній вологості всмоктуваного повітря 80 % стиснене повітря на виході з компресора має відносну вологість 6 ... 10 %. Під час руху по трубопроводах та інших елементах пневматичної системи повітря охолоджується внаслідок теплообміну з навколишнім середовищем, відбувається перенасичення повітря водяною парою та її конденсацією.

Відносна вологість φ (відношення дійсного вмісту вологи у повітрі \tilde{d} до максимально можливого \tilde{d}_n при даних значеннях температури й тиску) виражається в частках одиниці або у відсотках і досягає максимального значення, рівного одиниці (100 %), коли $\tilde{d} = \tilde{d}_n$. Здатність стисненого повітря утримувати водяну пару зменшується зі зниженням температури й підвищенням тиску. При цьому його відносна вологість зростає, а після досягнення стану насичення ($\varphi = 1$) відбувається конденсація надлишкової кількості пари і з'являється вода (конденсат). Температура, при якій це відбувається, називається точкою роси t_p . При більш високій температурі (і тому ж тиску) конденсація водяної пари не відбувається. Тому точка роси стисненого повітря часто визначається як міра вмісту в ньому водяної пари.

Масла. Джерелами забруднення стисненого повітря маслом можуть бути мастила компресорів і пневматичних пристроїв; масляні фільтри на лі-

нії всмоктування компресорів; пара та масло, розпилене в повітрі. У стисненому повітрі масло зазвичай перебуває в пароподібному й рідкому станах. Гранична конденсація випарів масла у повітрі, як і водяної пари, зменшується зі зниженням температури та підвищенням тиску. Основною причиною забруднення стисненого повітря є винос у лінію живлення мастила компресорів. Висока температура у поршневого просторі компресорів і на початковій ділянці лінії живлення приведе до паротворення та частково термічного розкладання масла. У результаті до 5 ... 6 % масла окислюється та у вигляді нагару й лакоподібної плівки осаджується на внутрішніх порожнинах компресора та трубопроводів, а легкі фракції у вигляді пари і дрібнодисперсної фази разом з повітрям потрапляють у систему.

Забрудненнями вважаються всі сорти масел та мастил, що присутні у пневматичних системах, які не потребують внесення мастил під час роботи. У пневматичних системах, які вимагають внесення мастильних матеріалів під час роботи, забрудненнями стисненого повітря вважаються всі сорти консервуючих та компресорних масел і мастил.

Тверді забруднення. Концентрація, дисперсний склад і природа твердих забруднень стисненого повітря залежать від забруднення повітряного басейну у зоні всмоктування компресора, стану трубопроводів і пневмопристроїв, режимів їх експлуатації й обслуговування. Основна кількість твердих забруднень попадає в стиснене повітря під час передачі його по трубопроводах і з'єднаннях. Ці забруднення на 95 ... 98 % складаються з іржі й окалини. Під час порушення технології виготовлення й монтажу в трубопроводах також потрапляють частинки ущільнюючих матеріалів і промисловий пил. Усереднена концентрація іржі й окалини в міжцехових трубопроводах може становити до 25 мг/м^3 ; у цехових – до $12,5 \text{ мг/м}^3$. При доброму стані трубопроводів концентрація іржі й окалини зазвичай не перевищує $2 \dots 4 \text{ мг/м}^3$, однак разові концентрації забруднень у момент початку подачі повітря при струсах і гідравлічних ударах у трубопроводах можуть бути значно більші. Металеві частинки з'являються в пневмосистемах у результаті зношування поршневих кілець компресорів і рухливих деталей пневмопристроїв, а стружка та притиральні склади й абразиви – при неправильній підготовці внутрішніх порожнин пневмопристроїв. При цьому щільність твердих забруднень повітря становить $0,1 \dots 8 \text{ г/см}^3$.

Газоподібні забруднення. Основну частину газоподібних забруднень, які попадають у пневматичні системи разом з атмосферним повітрям, становлять: димові гази від спалювання палива; гази, що утворюються при хімічних процесах; випари кислот і лугів, розчинники й ін. Найчастіше в стисненому повітрі міститься сірчистий газ, що при з'єднанні з конденсатом утворює сірчану кислоту, яка руйнує поверхні пневмопристроїв і ущільнень разом з іншими розчинами кислот, лугів і озоном.

Класи забруднення стисненого повітря. За ДСТ 17433-80 (СТ СЄВ 1740-79) установлено 15 класів забруднення стисненого повітря, призначеного для живлення пневматичних пристроїв і систем, що працюють при тиску до 2,5 МПа (табл. 7.2). Аналіз даних експлуатації та проведених досліджень свідчить про те, що забруднення стисненого повітря значно знижує безвідмовність і довговічність пневматичних систем, призводить до порушення технологічних процесів. Через вплив забруднень стисненого повітря зношування пристроїв збільшується у 2 ... 7 разів, вихід пристроїв з ладу з цієї причини становить до 80 % від загальної кількості відмов [43].

Таблиця 7.2 – Класи забруднення стисненого повітря*

Клас забруднення	Розмір твердої частинки, мкм, не більше	Вміст сторонніх домішок, мг/м ³		
		твердих частинок	води (у рідкому стані)	масел (у рідкому стані)
0	0,5	0,001	Не допускається	
1	5	1	Те ж саме	
2	5	1	500	Не допускається
3	10	2	Не допускається	
4	10	2	800	16
5	25	2	Не допускається	
6	25	2	800	16
7	40	4	Не допускається	
8	40	4	800	16
9	80	4	Не допускається	
10	80	4	800	16
11	Не регламентується	12,5	Не допускається	
12	Те ж саме	12,5	3200	25
13	Те ж саме	25	Не допускається	
14	Те ж саме	25	10000	100

*Примітки.

1. Вміст сторонніх домішок зазначено для повітря при нормальних умовах: температурі 293 К (20 °С) і тиску 101,325 кПа.

Температура точки роси стисненого повітря повинна бути для класу 0 і всіх непарних класів нижче мінімальної робочої температури не менш ніж на 10 °С; для класів 2, 4, 6, 8, 10, 12 і 14 – не регламентується. При експлуатації пневматичних пристроїв і трубопроводів за мінімальну робочу температуру приймають найменшу з температур: мінімальну температуру стисненого повітря або мінімальну температуру навколишнього середовища.

2. Розмір твердої частинки приймають за найбільшим обмірюваним значенням. У стисненому повітрі незалежно від класу забруднення допускаються тільки сліди кислот і лугів. Пари кислот і лугів у незначній кількості можуть потрапити в стиснене повітря з навколишнього середовища, наприклад, при всмоктуванні повітря у компресор, який розташований у безпосередній близькості від приміщення із відповідними технологічними процесами.

Вплив забруднень можна розділити на фізичний (закупорка отворів, змивання мастила, ушкодження клапанних пар, зношування й заклинювання тертьових деталей), хімічний (корозія, руйнування покриттів і гумових деталей), електролітичний (наявність кислот і лугів призводить до руйнування поверхонь контактуючих деталей, навіть якщо вони виконані з легованих сталей, латуні або бронзи).

Забруднення стисненого повітря призводить до порушення технологічного процесу в ряді виробництв хімічної, харчової та інших галузей промисловості, під час розпилення фарб, лаків та ін.

7.2.2. Контроль забруднення стисненого повітря

Його проводять на відповідність класу забруднення за ДСТ 17433-80 (СТ СЄВ 1704-79), рекомендується проводити за ДСТ 24484-80 (СТ СЭВ 1705-79): на відповідність класу 0 не рідше одного разу на три місяці; на відповідність класам 1–7, 9, 11 і 13 не рідше одного разу на шість місяців; на відповідність класам 8, 10, 12, 14 не рідше одного разу на рік. При виході з ладу пневматичних пристроїв, а також після ремонту або заміни джерел живлення, трубопроводів і пристроїв очищення повітря потрібно робити позачергову перевірку.

Контроль чистоти стисненого повітря необхідно робити “закритим” способом, який виключає попадання в пробу забруднень ззовні. При цьому, очевидно, що цей контроль необхідно проводити після очисного пристрою

перед входом до споживача (на ділянці до внесення мастила). Якщо виконання цієї вимоги утруднене або неможливе через конструктивні або інші причини, то контроль забруднення проводять після пристрою для внесення мастила, забезпечивши його роботу в режимі, при якому мастило не подає в стиснене повітря. Наприклад, з маслорозпилювача потрібно злити масло й очистити від масла його внутрішні порожнини.

Методи вимірювання забруднення стисненого повітря викладені у ДСТ 24484-80 (СТ СЭВ 1705-79) і зводяться до таких основних положень. Контроль забруднення стисненого повітря повинен проводитися під час роботи пневматичної системи або при умовах, близьких до робочих. Відбір проб робиться на прямих ділянках трубопроводу, на відстані від найближчого місцевого опору не менше п'яти діаметрів трубопроводу. Вимірювана витрата (об'єм) повітря повинна приводитися до нормальних умов (температура 20 °С, тиск 101,325 кПа).

7.2.3. Обслуговування пристроїв очищення

Ступінь забруднення стисненого повітря багато в чому залежить від обслуговування пристроїв підготовки повітря, стану внутрішньої поверхні трубопроводів та ін. При експлуатації пневматичних систем необхідно забезпечити своєчасне видалення забруднень (конденсату) з резервуарів очисних пристроїв, щоб не допускати їхнього заповнення вище допустимого рівня і попадання забруднень до споживача. Конденсат із пристроїв з непрозорим резервуаром, коли візуальний контроль неможливий, потрібно зливати періодично за графіком, складеним на підставі дослідних або розрахункових даних, виходячи з найбільшої можливої вологості повітря.

При застосуванні автоматичних пристроїв відводу конденсату необхідно організувати його відведення так, щоб виключити можливість забруднення навколишнього середовища. При відмові конденсатовідвідників необхідно їх демонтувати, прочистити демпферні отвори, промити фільтрувальний елемент і зовнішні поверхні, висушити та установити на місце.

У процесі експлуатації поверхні очисників поступово забруднюються водомасляною емульсією й іншими забрудненнями стисненого повітря, у зв'язку із чим може порушитися робота очисника. Тому потрібно періодично промивати очисники розчинами, які не руйнують поверхні деталей цих

пристроїв. При обслуговуванні очисників із прозорими резервуарами необхідність промивання визначається візуально. Для промивання прозорих резервуарів можна використовувати теплу мильну воду.

У процесі експлуатації пори фільтрувальних елементів забиваються частинками забруднень, при цьому опір проходу повітря зростає й з'являється необхідність заміни фільтрувального елемента або відновлення його пропускної здатності. Очищенню піддаються в основному фільтрувальні елементи з пористого порошкового матеріалу та керамічні й сітчасті елементи; паперові, волокнисті, ткані та інші відновлювати недоцільно. Фільтрувальні елементи відновлюють такими способами: пропущенням стисненого повітря в напрямку, протилежному напрямку руху повітря під час роботи фільтра; пропущенням хімічних розчинників у напрямку, протилежному напрямку руху повітря під час фільтрації; пропущенням струменя гарячого газу; ультразвуковим очищенням.

Вибір способу регенерації визначається умовами роботи очисного пристрою та характером забруднень. Якщо забруднення містять велику кількість металевих домішок, то можна пропускати повітря у зворотному напрямку або застосовувати хімічний спосіб; у випадку присутності в забрудненнях силікатів регенерацію можна робити тільки механічними способами. При наявності в повітрі органічних домішок очищення проводиться, як правило, термічним або хімічним способом.

Хімічний спосіб не застосовують, якщо фільтрувальні елементи виготовлені з матеріалів, що вступають у хімічну реакцію з розчинниками. При цьому способі очищення використовують такі розчинники, як бензин, ацетон, спирт та ін. Для регенерації фільтрів, виготовлених з пористого порошкового матеріалу й керамічних фільтрів, можна використовувати розчини різних кислот з наступним промиванням фільтрувального елемента й нейтралізацією. Недоліком цього способу є необхідність демонтажу фільтрувального елемента. Це також стосується й термічного способу очищення.

Ультразвукове очищення полягає в тому, що фільтрувальні елементи зануряють у миючу рідину, у якій збуджуються ультразвукові коливання. У зв'язку з тим, що сили, які діють на частинки забруднень, рівномірно розподілені по всьому об'єму рідини, досягається очищення найдрібніших пор фільтра. Діапазон частот, застосовуваних при ультразвуковому очищенні,

дуже широкий. Застосовують як низькочастотні ультразвукові коливання (до 20 кГц), так і високочастотні (100 ... 300 кГц).

Необхідно зазначити, що ефективна робота очисних пристроїв можлива тільки в певному діапазоні витрат, зазначеному в технічній характеристиці. У процесі експлуатації можливі випадки порушення режиму роботи очисних пристроїв, наприклад, при епізодичному додатковому використанні стисненого повітря для обдування деталей. У цьому випадку, якщо зазначені обставини не враховані в умовах експлуатації, можливе непередбачене попадання забруднень у пневматичну систему. Діапазон витрат для очисників вказується в експлуатаційній документації залежно від тиску. Найбільша витрата q повітря крізь сушильники, відцентрові та контактні фільтри-вологівіддільники при тисках, які відрізняються від зазначених у технічній характеристиці, не повинна перевищувати

$$q = q_{\text{ном}} \cdot p / p_{\text{ном}},$$

де $q_{\text{ном}}$ – найбільша рекомендована витрата при номінальному тиску $p_{\text{ном}}$; p – абсолютний тиск, відмінний від $p_{\text{ном}}$; $p_{\text{ном}}$ – абсолютний номінальний тиск.

У протилежному випадку знизиться ступінь очищення (осушення) повітря. Аналогічно вибирається найменша витрата повітря для відцентрових фільтрів-вологівіддільників і маслорозпилювачів.

У процесі експлуатації необхідно періодично перевіряти наявність і справність фільтрів, сапунів та інших пристроїв, які охороняють порожнини пневмопристроїв від попадання забруднень із навколишнього середовища.

7.2.4. Обслуговування мастильних пристроїв

Виконання вимог до змащування тертьових поверхонь пневматичних пристроїв у процесі експлуатації – одна з найважливіших умов забезпечення експлуатаційної надійності пневмоприводів. Мастила подаються до тертьових поверхонь пневмопристроїв за допомогою наливних напірних і безнапірних маслянок, пресмаслянок, живильників пневматичних імпульсної дії або централізованої мастильної системи, маслорозпилювачами однократного або двократного (у спеціальних випадках) розпилення. Технічне обслуговування зазначених пристроїв передбачає своєчасне заповнення витрачених

об'ємів мастильних матеріалів і їх подачу до тертьових поверхонь за допомогою пристроїв з ручним керуванням. Пристрої, які містять прозорі деталі, що дозволяють візуально визначати наявність і якісний стан мастила, у випадку забруднення необхідно промивати теплою мильною водою або очищати іншим способом, який не руйнує поверхню деталей.

Стабільність подачі мастила маслорозпилювачами значною мірою залежить від в'язкості застосовуваного масла, яке, у свою чергу, істотно залежить від температури. Тому при досить великих змінах температури навколишнього середовища в зоні роботи пневмопристроїв або при зміні температури стисненого повітря необхідно підрегулювати маслорозпилювач або змінити сорт масла.

В'язкість індустріальних масел марок I-12A, I-20A, I-25A, I-30A при різних температурах може бути визначена за такою наближеною формулою [26]

$$v_t = v_{50} 65,7/k,$$

де v_{50} – кінематична в'язкість масла при температурі 50 °C, м²/с; k – коефіцієнт, визначений залежно від температури (табл. 7.3).

Таблиця 7.3 – Значення коефіцієнта k залежно від температури

$t, ^\circ\text{C}$	30	35	40	45	50	60	70
k	17,4	26	36,8	50	65,7	105,5	157,7

Марки, кількість і періодичність внесення мастил обговорюються в експлуатаційній документації на конкретні пневматичні пристрої. У випадку їхньої відсутності рекомендується маслорозпилювачі заправляти мінеральним маслом в'язкістю не більше 35 м²/с при температурі 50 °C. Технічні дані рекомендованих сортів мінеральних масел наведені в табл. 7.4.

Таблиця 7.4 – Характеристики мінеральних масел

Показник	Індустріальні масла (ДСТ 20799-88)				Турбінні масла		
	I-12A	I-12A	I-25A	I-30A	T _п -22 (ДСТ 9972-74 (СТ СЕВ 2880-81))	T ₂₂ (ДСТ 32-74)	T ₃₀ (ДСТ 32-74)
1	2	3	4	5	6	7	8

1	2	3	4	5	6	7	8
Кінематична в'язкість при температурі 50 °С, мм ² /с (сСт)	10 ... 14	17 ... 23	24 ... 27	28 ... 33	20 ... 23		
Температура спалаху, яка визначається у відкритому тиглі, °С, не менше	165	180 ... 190			180		
Температура застигання, °С, не більше	–30				–15		–10
Коксівність, %, не більше	–		0,15		–		
Зольність, %, не більше	–		0,005		–		
Кислотне число КОН на мг/1г масла, не більше	0,05			0,02			

Подача мінеральних масел може бути приблизно встановлена з розрахунку 2 ... 5 крапель масла на 1 м³ повітря, доведеного до нормальних умов.

Клас чистоти масла (ДСТ 17216-71) потрібно вибирати залежно від допустимого для конкретного пневмоприводу ступеня забруднення стисненого повітря (класу забруднення, зазначеного в експлуатаційній документації). Причому слід пам'ятати, що частинками забруднення вважаються всі сторонні частинки, включаючи смолоутворення, колонії бактерій та ін. Наявність частинок забруднень розміром більше 200 мкм (крім волокон) у рідині не допускається. Волокнами вважаються частинки товщиною не більше 30 мкм при відношенні довжини до товщини не менше, ніж 10 : 1.

7.2.5. Обслуговування пневмоапаратури та пневмодвигунів

Технічне обслуговування пневмоапаратури та пневмодвигунів зводиться в основному до забезпечення необхідної підготовки стисненого пові-

тря (див. вище) і контролю їх роботи. У розподільній апаратурі необхідно перевірити чіткість переключення, відсутність заїдань при ручному і механічному керуванні, відсутність порушень у циклі, герметичність з'єднань трубопроводів і стиків, щільність кріплення кришок.

У процесі їх розбирання та складання необхідно дотримуватися чистоти та обережності поверхні деталей від ушкоджень. Особливу увагу потрібно приділяти запобіжним заходам під час монтажу еластичних ущільнень, які можуть бути ушкоджені об гострі кромки отворів і пазів.

Герметичність з'єднань, трубопроводів і ущільнювальних пристроїв контролюють шляхом огляду та прослуховування або за допомогою засобів, які дозволяють виявити витіки. При необхідності підтягують або замінюють з'єднання, ущільнення, трубопроводи. Після заміни ущільнень пристрої необхідно перевірити на герметичність. Необхідно враховувати, що порушення герметичності викликає не тільки збільшення непродуктивної витрати стисненого повітря, але й може призвести до порушення працездатності пневматичних пристроїв і заданої послідовності роботи пневмоприводу та інших видів відмов.

У налагоджуваних і регульованих пристроях перевіряють відповідність регульованих або налагоджуваних параметрів заданим значенням, а також стан стопорних пристроїв. У пневматичних двигунах перевіряють також швидкість переміщення вихідної ланки.

7.2.6. Обслуговування трубопроводів

При внесенні в стиснене повітря масла для змащування тертьових поверхонь пневматичних пристроїв частина масла осідає на стінках повітропроводів, причому з нагрітого масла випаровуються леткі компоненти, у результаті чого утворюється шар карбонізованих коксоподібних відкладень – нагар. Нерозчинні в маслі гудроноподібні продукти окислювання, змішуючись із окислами заліза (продуктами корозії стінок повітропроводу) і пилом, який надходить із атмосфери, утворюють гудроноподібні відкладення в повітропроводі.

Трубопроводи очищають двома способами: продуванням стисненим повітрям і промиванням водою; хімічним очищенням.

Продування трубопроводів стисненим повітрям і промивання водою

потрібно робити при швидкості руху повітря та води 15 ... 20 м/с [48]. Цей спосіб дає задовільні результати при очищенні труб від звичайних забруднень, але він не дозволяє повністю видалити із труб напливи, іржу й окалину. Перевірка якості та ступеня очищення здійснюється візуально (шляхом перегляду на світло) або за чистотою вихідних потоків води або повітря. В останньому випадку на виході із труби ставлять аркуш чистого картону або фанери та за слідами забруднень визначають якість зробленого очищення. Після промивання трубопровід продувають стисненим повітрям не менше 10 хв.

Більш ефективним способом очищення повітропроводів є промивання їх розчинами синтетичних поверхнево-активних мийних засобів (ОП-7, ОП-10, сульфанол технічний, ДС, азолят та ін.). Зауважимо, що найбільше поширення в промисловості одержав сульфанол. Технічний сульфанол найчастіше зустрічається у вигляді пасту такого складу: активна речовина – 50 ... 70 %, а інше – вода й нессульфовані речовини. Сульфанол у порівнянні з іншими поверхнево-активними речовинами має найменший поверхневий натяг на межі з повітрям, а також найкращі показники емульгуючої здатності, утворення піни та миючої дії. Хімічне очищення сульфанолом здійснюється таким способом. У струмінь стисненого повітря через форсунку вприскується розчин сульфанолу, піна якого на своєму шляху емульгує з масляними відкладеннями та потім виноситься повітрям через спускні вентиля. Гарна якість промивання повітропроводів практично будь-якої конфігурації, абсолютна безпека й незначні підготовчі роботи вигідно відрізняють цей метод від промивання 5 %-им розчином каустичної соди.

Рідкі масляні відкладення добре видаляються вприскуванням 1 ... 2 %-го розчину сульфанолу через форсунку діаметром 1,5 ... 2 мм при витраті розчину 1,5 ... 2 л/хв.

Режим промивання:

Тиск стисненого повітря, МПа.....	0,6 ... 0,7
Швидкість повітря у трубопроводі, м/с.....	8 ... 10
Температура розчину, °С.....	60 ... 70
Час промивання, год.....	1,5 ... 2

Гудроноподібні відкладення усувають промиванням 3 %-им розчином сульфанолу протягом 2 ... 3 год. Режим промивання, аналогічний наведено-

му вище. При відкладенні твердої фракції потрібно застосовувати слабкий розчин луку в комбінації з поверхнево-активною миючою рідиною, що містить 1 ... 1,5 % тринатрійфосфату й 1 ... 1,5 % сульфанолу. Після очищення повітропроводів цим розчином їх потрібно ретельно промити водою. Періодичність хімічного очищення повітропроводів залежить від інтенсивності утворення масляних відкладень.

Для виявлення нагаромасляних відкладень повітропровід регулярно перевіряють (приблизно один раз у три місяці).

Правилами будови та безпеки експлуатації компресорів і повітропроводів регламентований строк хімічного очищення – не рідше одного разу на шість місяців. У працях ВНДІТБ вказується, що найбільш ефективним є промивання повітропроводів один раз на два місяці.

Стан повітропроводу контролюється шляхом розкриття на ньому контрольних ділянок. Вони являють собою “котушки” довжиною не менше ніж 250 мм, які встановлюють на фланцях. Як контрольні ділянки можна використати й існуючі фланцеві з'єднання арматур. Контрольні ділянки доцільно вибирати у місцях найбільш ймовірного скупчення масляних відкладень і на ділянках, які важко промиваються (вертикальних і з місцевим зниженням швидкості повітря). При цьому перша повинна бути розташована біля компресора, друга – на відстані 5 ... 7 м від компресора, наступні – на відстані 10 ... 15 м одна від одної. Відстань між контрольними ділянками на повітропроводі після ресивера повинна становити 30 ... 40 м, причому найближча до повітрозбірника ділянка повинна бути віддалена від нього на 5 ... 10 м. У міру віддалення від повітрозбірника, якщо на цих ділянках масляних відкладень не виявляється, відстань між контрольними ділянками може бути збільшена до 150 ... 350 м.

Зазначені методи обслуговування придатні для металевих трубопроводів. В еластичних пластмасових трубопроводах, а також шлангах, перевіряють відсутність перегинів і порушень цілісності, відсутність стикування трубопроводів, з'єднаних з рухомими частинами машин, з нерухомими деталями й ін. При порушенні працездатності еластичні трубопроводи замінюють.

7.2.7. Контроль герметичності пневмопристроїв

Герметичність пневмопристроїв контролюють шляхом огляду та про-

слухування або за допомогою спеціальних методів і засобів, які дозволяють виявити витіки. Методи випробувань на герметичність зазначені у ДСТ 24054-80. Для пневмопристроїв загальнопромислового застосування найбільш раціональні методи перевірки герметичності наведені в табл. 7.5.

Таблиця 7.5 – Методи перевірки герметичності

Метод	Спосіб реалізації	Короткий опис способу
1	2	3
Манометричний	Компресійний	Виріб заповнюють пробним газом під тиском, відсікають подачу газу та витримують протягом певного часу. Про ступінь герметичності судять зі зниження тиску
	Камерний	Виріб або його частину поміщають у камеру, заповнюють його пробним газом під тиском і витримують протягом певного часу. Про ступінь герметичності судять з підвищення тиску в камері
Пухирковий	Компресійний	Виріб занурюють у ванну з індикаторною рідиною та заповнюють пробним газом під тиском. Про ступінь герметичності судять з появи бульбашок газу
Пухирковий	Камерний	Виріб підключають до бульбашкової камери (лічильника бульбашок газу) і подають до неї (камери) пробний газ під тиском. Про ступінь герметичності судять з інтенсивності появи бульбашок газу в камері після стабілізації тиску у системі
	Обмилуванням	Виріб заповнюють пробним газом під тиском, контрольовані ділянки покривають масою піни. Про негерметичність судять з появи бульбашок газу в пінливій масі

Заслуговує на увагу розроблений в Інституті з проектування та організації енергетичного будівництва (Оргенергобуд) акустичний витокошукач, який може бути застосований для швидкого виявлення місць порушення герметичності об'єктів, що перебувають під тиском [47]. Межі основної похи-

бки визначення координат дефекту не перевищують ± 15 мм. Чутливість приладу така: дефект діаметром 0,2 мм при надлишковому тиску усередині порожнини 0,5 МПа виявляється з відстані 2,5 м. Маса приладу становить 0,9 кг.

7.2.8. Зниження рівня шуму та виносу масляних аерозолів під час роботи пневмоприводів

Шум, що виникає під час роботи пневмопристроїв і пневмоприводу, може бути механічного або аеродинамічного походження. Шум механічного походження виникає в основному під час ударів рухомих деталей у пневмопристроях циклічної дії (поршнів, золотників об кришки, клапанів об сідла та ін.). Зниження рівня шуму механічного походження до необхідних норм досягається в результаті оптимізації конструктивних параметрів пневмопристроїв або введенням гальмівних чи амортизуючих пристроїв. Слід зазначити, що механічний шум у пневмоприводах відносно невеликий і, як правило, не перевищує шуму обладнання, що працює на інших виробничих ділянках.

Шум аеродинамічного походження виникає в основному через турбулентне змішання стисненого повітря з навколишнім середовищем під час вихлопу. Рівень звуку під час вихлопу з вільного кінця каналу (труби) під час роботи пневмоприводу при тиску 0,4 ... 0,6 МПа досягає 95 ... 125 дБа, причому найбільші значення рівня розташовані у високочастотній частині спектра, що посилює шкідливий вплив на людину. Інтенсивність цього шуму великою мірою залежить від швидкості витікання стисненого повітря в атмосферу (пропорційна швидкості у восьмому степені). Тому основним способом зниження шуму є зниження швидкості повітря на вихлопі за допомогою спеціальних пристроїв – глушників. Залежно від вимог до шуму на конкретній ділянці можна застосовувати й інші способи зниження шуму або їх комбінації. Наприклад, вихлопний трубопровід виводять із робочої зони, з цього приміщення або разом із глушником поміщають у звукоізолюючу шафу.

Для зниження рівня звуку під час вихлопу стисненого повітря застосовують глушники тертя й реактивні глушники. Глушники тертя найбільш універсальні й ефективні в широкому діапазоні частот (25 ... 8 000 Гц). Їх виготовляють як окремі пристрої, рідше – вмонтованими для застосування з різними видами пневмоприводів, у тому числі із пневматичними двигунами

поступального й обертового руху. Реактивні глушники (акустичні фільтри) використовують, як правило, для зниження шуму пневматичних моторів та інструментів з певною смугою частот найбільшої інтенсивності шуму. Опір реактивних глушників менше, ніж глушників тертя, однак вони мають більші розміри та поява через вихроутворення, власного низькочастотного шуму значно звужує сферу їх застосування.

Найбільше поширення одержали глушники тертя зі звукопоглинаючим елементом з пористого проникного матеріалу (синтетики, металевого порошкового матеріалу, металокераміки та ін.).

У вітчизняній промисловості у цей час серійно виготовляють керамічні глушники та глушники з пористого порошкового матеріалу. Глушники з керамічною втулкою мають меншу міцність і порівняно більші розміри. Глушники із втулками з пористого порошкового матеріалу мають вищу вартість, для їх виготовлення необхідні протикорозійні матеріали (кольорові сплави або корозієстійкі сталі). Однак вони мають високу міцність і невеликі розміри, що, як правило, не перевищують розмірів кінцевих з'єднань.

Масло з компресора (при недостатньому очищенні стисненого повітря, що надходить у пневмопривід), а також частина масла, внесеного в стиснене повітря для змащування пневмопристроїв, під час вихлопу розпилюється та забруднює повітря виробничих приміщень, негативно впливаючи на здоров'я обслуговуючого персоналу. Концентрація масляних аерозолів (масляного туману) більше 1 мг на 1 м³ повітря виробничих приміщень може призвести до інгаляційного ушкодження легенів. Крім того, у деяких галузях промисловості, наприклад, в електронній або медичній галузі, наявність масляних аерозолів в атмосфері виробничих приміщень погіршує якість виробленої продукції або взагалі робить неможливим здійснення технологічного процесу.

Радикальним засобом боротьби із таким забрудненням навколишнього середовища є застосування пневмопристроїв, які не потребують внесення розпиленого масла в стиснене повітря, використання компресорів, які не потребують мастила, або забезпечення відповідного очищення повітря після компресора.

Закордонні фірми випускають обмежену номенклатуру пневмопристроїв, які працюють на стисненому повітрі, що не містить розпиленого масла.

Ці пристрої, як правило, мають більш високу вартість або занижені технічні дані, або потребують збільшення експлуатаційних витрат. У вітчизняній промисловості ведеться розробка таких пристроїв. Тому залежно від вимог конкретного виробництва на практиці застосовують способи, що дозволяють тією чи іншою мірою зменшити винос забруднень під час вихлопу із пневмопристроїв у робочу зону.

Як і при зниженні шуму, лінії вихлопу пневмопристроїв можна об'єднати у колектор, а вихлопний патрубок вивести з робочої зони. Глушники, що застосовуються для зниження шуму, також забезпечують певний ступінь уловлювання масляних аерозолів, причому більш ефективними є глушники із синтетичними й керамічними втулками порівняно із втулками з порошкового матеріалу.

Деякі закордонні фірми випускають спеціальні пристрої – фільтри-глушники, що забезпечують високий рівень очищення повітря від забруднень і значне зниження рівня шуму. Наприклад, фільтри-глушники фірми Festo (Австрія) забезпечують ступінь уловлювання аерозолів не менше 99,99 % і зниження рівня звуку не менш ніж на 40 дБа, фірми Hoesrbiger (Австрія) відповідно 99,999 % і 40 дБа. Порівняно зі звичайними глушниками й фільтрами-вологовіддільниками фільтри-глушники мають складнішу конструкцію, вищу вартість і збільшені розміри, тому їх установлюють на загальному вихлопному трубопроводі для всього пневмоприводу (пневмосистеми).

Вітчизняна промисловість не випускає фільтрів-глушників, але їх можна побудувати на базі фільтрів-вологовіддільників типу 3 (ДСТ 17437-81).

7.2.9. Організація технічного обслуговування пневмообладнання

Організація обслуговування пневмообладнання є одним з вирішальних факторів підвищення надійності роботи пневмоприводів. Велику увагу приділяють цьому питанню закордонні фірми, адже часто виникають труднощі, обумовлені тим, що розвиток техніки й організації обслуговування не встигає за темпами вдосконалювання обладнання [48].

Останнім часом збільшується кількість підприємств, що впроваджують системи “тотального” обслуговування виробництва (СТОВ). Такі системи призначені не тільки для профілактичного обслуговування виробни-

чого обладнання. Вони забезпечують обслуговування виробництва в цілому та дозволяють підвищити загальну ефективність виробничої діяльності підприємств. Зокрема, ефективність обладнання не може бути просто охарактеризована коефіцієнтом використання та надійності; для цього потрібен комплексний облік прибутків і витрат. Потрібно також підкреслити, що для забезпечення оптимального функціонування виробництва необхідне постійне збирання інформації, для відбиття в реальному часі динаміки обсягів виробництва і якості продукції (які залежать від стану обладнання), виникнення відмов, результатів профілактики й ін. Контролювати настільки велику інформацію без використання ЕОМ досить важко. Тому впровадження ЕОМ у сферу обслуговування обладнання незмінно розширюється.

Приклад загальної структури системи комплексного контролю автоматів для збирання кольорових телевізорів з використанням ЕОМ фірми “Токе Сібаура денкі” (Японія) показаний на рис. 7.2 [40], а структура системи обслуговування пневмообладнання, застосовувана фірмою “Санке сейкі сейсакудзе” (Японія) при експлуатації універсальної складальної лінії – на рис. 7.3.

Щоденні огляди. Фірма “Санке сейкі сейсакудзе” вважає раціональним такий регламент щоденних оглядів [40]. Щоденні огляди, які проводять на початку зміни, під час включення в роботу (5 хв) і наприкінці зміни, під час прибирання та чищення обладнання. Огляди проводять за спеціальною програмою, в якій зазначені зміст і методика проведення робіт, причому майже всі пункти зводяться до простого візуального контролю. Це обумовлено тим, що в міру збільшення автоматизованих об’єктів збільшується кількість місць, які вимагають огляду, а кількість операторів, навпаки, зменшується. Отже, виникає необхідність у визначені зони, в якій можна ефективно виконувати ці роботи.

На підставі наведених міркувань вибирають такі пункти проведення щоденних оглядів.

1. Виявлення щоденних змін, які кидаються в очі, наприклад, контроль кількості конденсату у фільтрі-вологівіддільнику, кількість масла у масло-розпилювачі та ін.

2. Виявлення чітко видимих ознак стану, таких як послідовність відпрацьовування циклу, швидкість руху окремих штоків циліндрів, визначе-

них за індикаторами або іншими контрольними приладами.

3. Виявлення ознак, які можуть бути помітні за характером роботи, наприклад, шуму вихлопу, ударів та ін.



Рис. 7.2 – Загальна структура системи комплексного контролю автоматів з використанням ЕОМ

Результати щоденних оглядів фіксують у переліках оглядів, і відомості про виявлені відхилення та заходи з їхнього усунення (якщо заходи були вжиті) доводять до відома відповідних служб. Ці дані використовують під

час розроблення графіків періодичних оглядів, відомостей запасних частин та ін.

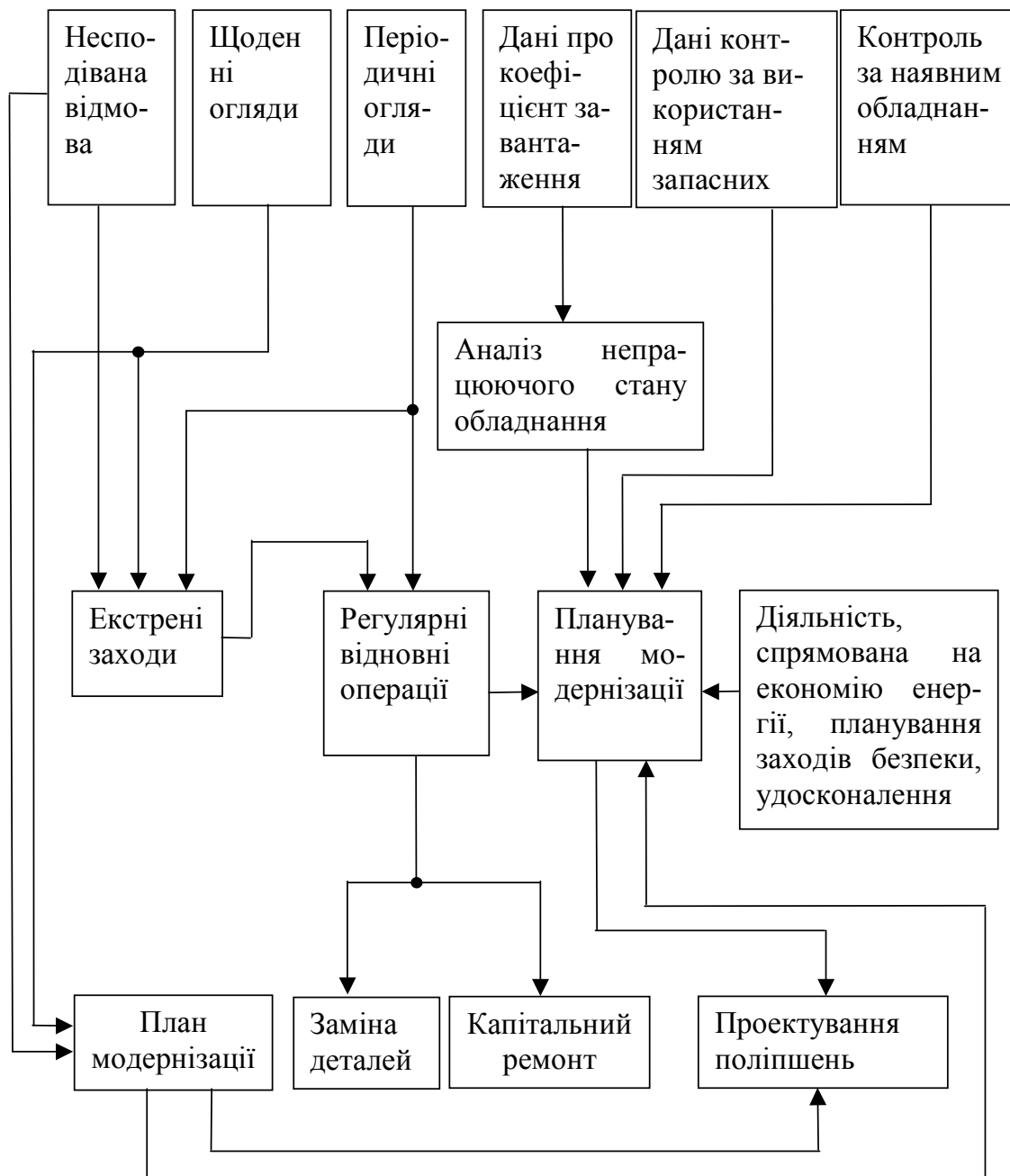


Рис. 7.3 – Структура системи обслуговування пневмообладнання фірми “Санке сейкі сейсакудзе”

Періодичні огляди [40] можна розділяти на тримісячні і щорічні залежно від виду пристрою, характеру роботи окремих деталей та умов експлуатації.

Зразковий перелік операцій під час проведення періодичних оглядів такий.

1. Перевіряють функціонування пневмодвигунів та інших пристроїв.
2. Перевіряють витоки.
3. Перевіряють справність електропроводки до пневмопристроїв з електричним керуванням.
4. Контролюють ступінь забруднення фільтрів.
5. Перевіряють міцність нарізних з'єднань.
6. Виконують інші роботи відповідно до планів періодичних оглядів.

Відповідні служби на підставі інформації про результати щоденних та періодичних оглядів і даних про вимірювання коефіцієнта завантаження обладнання аналізують причини простоїв у роботі й планують заходи щодо їх зменшення.

7.3. Ремонт пневматичних пристроїв та приводів

Пневмопристрої високого тиску загальнопромислового застосування зазвичай мають невеликі розміри й невисоку вартість. Тому питання про доцільність проведення ремонту, особливо у випадку виробітку ресурсу, вирішують залежно від співвідношення вартості пневмопристрою та його ремонту, технологічних і організаційних можливостей даного підприємства, можливості оперативного придбання пневмопристроїв для заміни та ін.

Граничний стан більшості пневмопристроїв характеризується збільшенням витоків порівняно із установленим значенням для нового виробу, які не усуваються зміною еластичних ущільнень. Це означає, що розміри, геометрія, шорсткість і стан покриттів робочих поверхонь основних деталей не задовольняють вимогам, що до них ставляться. Відновлення таких деталей або виготовлення нових потрібної якості для деяких підприємств досить складно через відсутність необхідного технологічного устаткування, технічної документації та ін. Найпоширенішими типовими процесами при ремонті пневмопристроїв є заміна ущільнень та усунення забруднень із робочих поверхонь деталей.

Причинами порушення працездатності пневмопристроїв можуть бути: вихід з ладу деталей, спричинений прихованими дефектами матеріалу; непередбачені навантаження з боку об'єкта автоматизації; зношування деталей. Ймовірні причини порушення працездатного стану пневмопристрою,

якщо вони не є очевидними (наприклад, видимі ушкодження деталей), визначають зазвичай під час відшукування причини непрацездатності пневмоприводу, складовою частиною якого є цей пристрій.

Якщо причина порушення працездатності невідома, а також у випадку надходження у ремонт пристроїв, знятих з об'єкта в результаті проведення примусового замінування пневмообладнання, їх перед розбиранням доцільно випробувати на відповідність основних параметрів вимогам технічної документації (наприклад, за схемами і методикою вхідного контролю). Результати випробувань використовують для полегшення визначення номенклатури деталей, що підлягають безумовній заміні або відновленню і дефектацію яких потрібно проводити в першу чергу.

У пристроях, що надійшли на ремонт після примусової заміни, навіть при позитивних результатах випробування, доцільно замінити всі еластичні ущільнення.

При виготовленні деталей пневмопристроїв замість ушкоджених або зношених необхідно враховувати такі положення.

1. Деталі, які контактують зі стисненим повітрям, необхідно виготовляти з корозієстійких матеріалів або наносити на відповідні поверхні протикорозійні покриття.

2. Зовнішні поверхні деталей з корозієстійких матеріалів повинні бути захищені від корозії шляхом нанесення гальванічних, хімічних або лакофарбових покриттів. Нанесення лакофарбових покриттів на монтажні та стикові поверхні не допускається.

3. Ущільнювачі необхідно виготовляти з маслобензостійких матеріалів.

4. Захисні деталі, які ізолюють внутрішні порожнини пневмопристроїв від зовнішнього середовища (заглушки, пробки), потрібно виготовляти з матеріалів, що не вносять механічних забруднень у внутрішні порожнини.

5. Перед складанням пневмопристроїв необхідно промити та продути деталі стисненим повітрям, під час складання вжити заходи, які виключають попадання забруднень у внутрішні порожнини пневмопристроїв.

6. Під час складання ущільнювальних вузлів третьові поверхні з'єднаних деталей (крім пристроїв, які працюють без мастила) покрити мастилом, наприклад, ЦІАТІМ-221 (ДСТ 9433-80).

7. Для забезпечення якісного відновлення або виготовлення основних деталей під час ремонту бажано замовити креслення цих деталей на заводі-виробнику пневмопристроїв.

8. Після ремонту пневмопристрої циклічної дії потрібно обкатати. Тривалість обкатування – кілька сотень переключень. Обкатування потрібно робити при тиску 0,4 ... 0,6 МПа, переважно в автоматичному режимі, для чого необхідно мати спеціальний стенд.

9. Після обкатування пневмопристрої контролюють в обсязі прийомоздавальних випробувань відповідно до технічних умов на даний пневмопристрій. При відсутності зазначених даних випробування потрібно проводити в обсязі та за схемами, рекомендованими для вхідного контролю пневмопристроїв. Результати випробувань повинні відповідати технічним даним пневмопристроїв, наведеним в експлуатаційній документації.

7.3.1. Можливі несправності пневмопристроїв

Конструкції пневмопристроїв відрізняються великою різноманітністю навіть при однаковому функціональному призначенні, тому причина несправності та способи її прояву можуть бути однозначно встановлені тільки для певної конструкції пневмопристрою. У той же час можна виявити характерні несправності, можливі причини їх виникнення та способи усунення, властиві певним видам або типам пневмопристроїв. Ці дані для основної номенклатури пневмопристроїв наведені у додатку Ж.

У табл. Д.Ж.1 наведені несправності для пневморозподільників з електромагнітним і пневматичним керуванням. Пневморозподільники з електропневматичним керуванням являють собою сукупність пневморозподільників із пневматичним і електромагнітним керуванням, об'єднаних в одну конструкцію. Очевидно, що в пневморозподільниках з електропневматичним керуванням можуть виникнути несправності, характерні для розподільників як з електромагнітним, так і пневматичним керуванням.

У клапанних розподільниках для ущільнення рухливих деталей застосовують ущільнюючі пристрої типу сопло-заслінка для зміни напрямку потоку повітря (аналогічно розподільникам з електромагнітним керуванням), а також ущільнюючі вузли, які застосовуються в інших типах розподільників, наприклад, для механізмів керування. Відповідно їй характерні несправності

в цьому випадку аналогічні несправностям розподільників інших типів, наведених у табл. Д.Ж.1.

Слід зазначити одну особливість. Відомі конструкції клапанних розподільників, у яких існує так званий режим “короткого замикання”, тобто при переміщенні в процесі переключення розподільного органа існує таке його положення, при якому між собою з’єднуються всі канали (живлення, вихідний та атмосферний). Цю обставину необхідно враховувати, тому що деяке уповільнення переключення, яке в інших типах розподільників викликає тільки збільшення часу спрацьовування, у цьому випадку може призвести до відмови. Тому під час ремонту розподільника, що має режим “короткого замикання”, особливу увагу потрібно приділяти стану й відновленню деталей і вузлів, які впливають на швидкість переключення розподільного органу.

Розподільникам з ручним і механічним керуванням властиві несправності, характерні для розподільників з відповідним розподільчим органом, розглянуті у табл. Д.Ж.1, а також несправності ручного або механічного приводу, який передає вплив від оператора або рухливих частин машини на розподільчий орган розподільника. Для цих приводів характерні несправності, властиві звичайним механічним системам.

Запитання для самоконтролю

1. Які вимоги пред’являються до монтажу трубопроводів?
2. Як монтують пристрої очищення повітря та маслорозпилювачі?
3. Як монтують пневмоциліндри та пневмомотори?
4. Які вимоги пред’являються до монтажу пневмоапаратури?
5. Перелічіть причини забруднення стисненого повітря.
6. Чим пояснюється наявність води в стисненому повітрі?
7. Що називають точкою роси?
8. Що відбувається з маслом при високій температурі в підпоршневому просторі компресора?
9. Яку максимально припустиму концентрацію іржі й окалини можуть мати трубопроводи, що знаходяться у доброму стані?
10. Який забруднювач найчастіше утримується в стисненому повітрі?
11. Який порядок проведення обслуговування пристроїв очищення

стисненого повітря?

12. Як вибирають спосіб регенерації фільтрувальних елементів і які способи їхнього відновлення?

13. Від чого залежить ефективна робота очисних пристроїв?

14. Яким чином повинен здійснюватися контроль стисненого повітря на відповідність класу забруднення за ДСТ 17433-80 (СТ СЕВ 1704-79)?

15. Що являє собою “закритий” спосіб контролю чистоти стисненого повітря та коли він застосовується?

16. Яким маслом потрібно заправляти маслорозпилювачі, якщо в експлуатаційній документації на пневматичні пристрої відсутня ін формація про мастила?

17. За якими нормами необхідно вибирати клас чистоти повітря?

18. Який порядок технічного обслуговування пневмоапаратури та пневмодвигунів?

19. Назвіть два найпоширеніших способи очищення трубопроводів.

20. Які додаткові заходи необхідно вживати під час обслуговування еластичних пластмасових трубопроводів і шлангів?

21. Які ви знаєте методи випробувань на герметичність пневмопристроїв?

22. Який порядок проведення щоденних оглядів?

23. Яка послідовність операцій під час проведення періодичних оглядів?

24. Перелічіть причини шуму, який виникає під час роботи пневмоприводів, і способи боротьби з ним.

25. Яка концентрація масляних аерозолів небезпечна для здоров'я людини?

26. Назвіть засоби боротьби з наявністю масляних аерозолів в атмосфері під час роботи пневмоприводів.

27. Перелічіть основні причини порушення працездатності пневмопристроїв.

28. Як визначити причину порушення працездатності пневмопристроїв?

29. На що необхідно звернути увагу під час розроблення технології деталей пневмопристроїв замість ушкоджених або зношених?

30. Що таке режим “короткого замикання” та для яких конструкцій розподільників він властивий?

31. Які несправності властиві пневморозподільникам з електромагнітним керуванням? Причини їх виникнення та способи усунення.

32. Які несправності властиві пневморозподільникам із пневматичним керуванням, циліндричним золотником і еластичними ущільненнями? Причини їх виникнення та способи усунення.

33. Які несправності властиві пневморозподільникам із плоским золотником і пневматичним керуванням? Причини їх виникнення та способи усунення.

34. Які несправності властиві пневморозподільникам із циліндричним золотником і пневматичним керуванням? Причини їх виникнення та способи усунення.

35. Які несправності властиві редукційним пневмоклапанам? Причини їх виникнення та способи усунення.

36. Які несправності властиві пневмоциліндрам без гальмування? Причини їх виникнення та способи усунення.

37. Які несправності властиві пневмоциліндрам із гальмуванням? Причини їх виникнення та способи усунення.

38. Які несправності властиві фільтрам-вологівіддільникам з ручним відводом конденсату? Причини їх виникнення та способи усунення.

39. Які несправності властиві фільтрам-вологівіддільникам з автоматичним відводом конденсату? Причини їх виникнення та способи усунення.

40. Які несправності властиві маслорозпилювачам? Причини їх виникнення та способи усунення.

ДОДАТКИ

Додаток А

Типові несправності в гідроприводі і способи їх усунення

У системі немає тиску. Можливі причини: низький рівень масла в баці; неправильний напрямок обертання вала насоса, насос не обертається (зрізана шпонка); неправильно відрегульований запобіжний клапан; масло, яке подає насос, вільно зливається в бак через розподільник або будь-який несправний вузол гідроприводу. Слід пам'ятати, що коли насос подає масло, то для утворення тиску повинен бути опір потоку рідини. Для усунення дефекту необхідно простежити за потоком масла в гідросистемі, навіть якщо для цього потрібно роз'єднати трубопроводи або заглушити окремі ділянки. Якщо весь потік масла зливається в бак через запобіжний клапан, то останній або неправильно відрегульований, або знаходиться в положенні розвантаження (можливе також протікання масла в лінії керування), або несправний (клапан). Якщо потоку масла через клапан немає або він дуже слабкий, то в цьому випадку в гідросистемі можливі з'єднання напірної і зливної ліній, а також можлива несправність насоса або його приводу. Щоб відшукати місця з'єднання ліній рекомендується відключити половину гідросистеми і таким чином виявити, в якій половині знаходиться дефектний вузол, а потім вести пошук далі тим же методом.

У системі недостатній тиск. Можливі причини: неправильне настроювання або несправність запобіжного клапана; відсутній опір руху виконавчого органу або надмірно велика швидкість, при якій практично все масло, яке подається насосом, надходить у гідродвигун і не залишається надлишку втрати, який потрібен для нормальної роботи запобіжного клапана; наявність забруднень в маслі, які не дають можливості запобіжному клапану щільно закриватися; забруднення фільтра; спрацювання насоса. Для усунення несправності потрібно зменшити швидкість руху виконавчих механізмів, перевірити запобіжний клапан, профільтрувати масло в гідросистемі, замінити фільтроелемент. Спрацьований насос необхідно замінити новим.

Гідродвигун не працює. Можливі причини: несправність насоса; не

перемикається гідророзподільник; блокування не дозволяє здійснити рух; недостатній робочий тиск у гідросистемі; підвищене тертя в напрямних через надмірне затягування клинів або непаралельність напрямних відносно осі циліндра; несправність гідродвигуна; забруднення дроселя, який регулює швидкість переміщення гідродвигуна. Для виявлення причини несправності необхідно відрегулювати зусилля затягування напрямних і, якщо можливо, перемістити виконавчий орган вручну та оцінити необхідне для цього зусилля, порівнюючи його із розрахованим зусиллям, яке розвиває гідродвигун. Після перевірки блокування перемкнути золотник гідророзподільника. Відмова гідророзподільника можлива через відсутність живлення або несправність електромагніта, кінцевого вимикача або реле, а також через вихід із ладу пружини (заклинювання золотника), низький рівень тиску керування, забруднення дроселя, який регулює час реверсу (для розподільника з гідравлічним та електрогідравлічним керуванням). Якщо рух не виникає внаслідок забруднення дроселя, що регулює швидкість гідродвигуна, необхідно дросель декілька разів повернути або розібрати і промити, а також використувати заходи для очищення масла в гідросистемі. Несправний гідродвигун підлягає ремонту або заміні новим.

Недостатня швидкість руху гідродвигуна. Можливі причини: невідповідність подачі насоса розрахованим витратам, які необхідні для забезпечення потрібної швидкості руху гідродвигуна; спрацювання насоса; недостатня частота обертання гідродвигуна приводу насоса; велике внутрішнє витікання у вузлах гідросистеми; неправильний вибір типорозміру регулятора потоку; коливання тиску в напірній лінії через несправність або забруднення запобіжного клапана; підвищена в'язкість масла (холодне масло); несправність або забруднення регулятора потоку; закупорка трубопроводу.

Нерівномірність руху або автоколивання робочого органу. Можливі причини: наявність повітря в маслі; низький рівень масла в баці; підвищене тертя в рухомих з'єднаннях (особливо при наявності характеристики тертя, яка зменшується); надмірно велике співвідношення величини ходу циліндра до діаметра; низька жорсткість трубопроводів і відсутність їх закріплення; коливання запірно-регулюючих елементів клапанів; динамічна нестійкість замкнених систем автоматичного регулювання; недостатній протитиск у зливній лінії гідросистеми.

Підвищене нагрівання масла. Можливі причини: тиск масла у гідросистемі значно перевищує величину, необхідну для нормальної роботи; несправність системи охолодження (відсутність або недостатня подача, води у водяний теплообмінник внаслідок того, що радіатор розташований біля стіни; немає потоку масла через радіатор); несправність пристроїв розвантаження; підвищений рівень внутрішнього витікання у вузлах гідроприводу; знижена в'язкість масла; забруднення фільтра; експлуатація гідроприводу в режимах, які не передбачені технічною документацією.

Підвищений шум насоса. Можливі причини: кавітація через забруднення всмоктувального фільтра, підвищену в'язкість масла, низьку робочу температуру або підвищену частоту обертання насоса; потрапляння повітря в гідросистему через низький рівня масла в баці, поганого ущільнення всмоктувального трубопроводу або ущільнення вала насоса, наявність піни в баці через неправильну конструкцію зворотних трубопроводів (злив, дренаж); заїдання пластини або поршня насоса; недостатній тиск у всмоктувальній лінії несамовсмоктуваючих насосів; спрацювання статора насоса; неспіввісність валів і привідного електродвигуна; спрацювання чи пошкодження підшипників насоса; відсутність звукопоглинаючих елементів між корпусом насоса і деталями гідросистеми, які мають велику звуковипромінюючу поверхню (наприклад, кришками співвісних установок).

Підвищення витоків по стикових поверхнях апаратів. Можливі причини: кільця для ущільнення або канавки під кільця не відповідають стандарту; недостатня рівність плоскості плити та стикової поверхні апарата; на різьбових отворах плити не зняті фаски і задири, які перешкоджають щільному приляганням стикових площин; недостатня жорсткість плити чи кріпильних гвинтів, яка веде до розкриття стику під дією робочого тиску; надто слабе затягування кріпильних гвинтів (надмірно затягувати гвинти також непотрібно, оскільки це спричиняє деформацію корпусу і заклинювання запірно-регулюючого елемента гідроапарата).

Додаток Б
Значення квантилів нормального розподілення

$$\Phi(u_\gamma) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{u_\gamma} e^{-\frac{t^2}{2}} dt = \gamma; \quad u_{1-\gamma} = -u_\gamma$$

γ	u_γ		γ	u_γ		γ	u_γ		γ	u_γ
0,50	0		0,66	0,412		0,82	0,915		0,970	1,881
0,51	0,025		0,67	0,440		0,83	0,954		0,975	1,960
0,52	0,050		0,68	0,468		0,84	0,994		0,980	2,054
0,53	0,075		0,69	0,496		0,85	1,036		0,990	2,326
0,54	0,100		0,70	0,524		0,86	1,080		0,991	2,366
0,55	0,126		0,71	0,553		0,87	1,126		0,992	2,409
0,56	0,151		0,72	0,583		0,88	1,175		0,993	2,457
0,57	0,176		0,73	0,613		0,89	1,227		0,994	2,512
0,58	0,202		0,74	0,643		0,90	1,282		0,995	2,576
0,59	0,228		0,75	0,674		0,91	1,341		0,996	2,652
0,60	0,253		0,76	0,706		0,92	1,405		0,997	2,748
0,61	0,279		0,77	0,739		0,925	1,440		0,9975	2,807
0,62	0,305		0,78	0,772		0,93	1,476		0,9980	2,878
0,63	0,332		0,79	0,806		0,94	1,555		0,9990	3,090
0,64	0,358		0,80	0,842		0,95	1,645		0,9995	3,291
0,65	0,385		0,81	0,878		0,96	1,751		0,9999	3,719

Додаток В

Інтенсивності відмов деяких гідравлічних агрегатів та елементів

Агрегат, елемент	Інтенсивність відмов $\lambda(t) \cdot 10^6$ 1/год		
	найменша	середня	найбільша
1	2	3	4
Насоси:	2,7	13,5	24,3
шестеренні	–	13	–
аксіально-поршневі, нерегульовані	–	9	–
аксіально-поршневі, регульовані	–	20	–
з механічним приводом	3,33	13,5	31,3
з електричним приводом	2,9	13,5	27,4
з гідравлічним приводом	6,4	14,0	49,0
з пневматичним приводом	6,9	14,7	47,0
вакуумні	1,9	9,0	16,1
Повітродувки	0,09	2,237	4,38
Гідравлічні циліндри	0,12	0,808	1,87
Пневматичні циліндри	0,002	0,004	0,10
Гідравлічні поршні	0,08	0,2	0,35
Гідромотори	1,45	4,3	7,15
Приводи постійної швидкості пневматичні	0,3	2,8	6,2
Електродвигуни:			
приводні	–	4,3	–
виконавчі	–	0,23	–
Клапани:			
шарові	2,0	5,1	8,0
дренажні	1,11	4,6	7,7
впускні	2,24	5,7	8,94
перепускні	1,33	3,4	5,33
контрольні	1,41	5,88	8,19
розвантажувальні	1,9	10,8	19,0
чотириходові	1,817	4,6	7,22
триходові	1,87	4,6	7,41
запобіжні	7,9	10,3	14,8
зворотні	3,27	5,7	14,1
резервуарні	2,7	6,88	10,8
стопорні	1,98	6,5	10,2
послідовної дії	2,1	4,6	8,1

Продовження додатка В

1	2	3	4
пілоти	2,89	6,9	9,76
перемикачі	0,26	0,5	1,62
поплавкові	5,6	8,0	11,2
тиску	0,112	5,6	32,5
важільні	1,08	4,6	7,4
регулятора	–	0,56	–
імпульсні	0,26	0,5	2,24
Електрогідравлічні клапани	–	1,5	–
Клапани регулювальні золотникові	–	7,0	–
Клапани перемикачі	0,112	6,5	10,2
ручної дії	–	0,112	–
з моторним приводом	–	3,36	–
з пневматичним приводом	–	0,56	–
Плунжерні перемикачі	0,041	0,054	0,112
Сервоклапани	16,8	30,0	56,0
Регулятори:			
витрати чи тиску	0,7	2,14	5,54
пневматичні	0,77	2,4	6,21
Золотникові розподільчі пристрої	–	1,0	–
Золотник:			
силовий	–	5,0	–
вимірювальний	–	3,0	–
Дроселі	0,3	1,5	3,0
Електромеханічні перетворювачі	–	2,5	–
Датчики зворотного зв'язку:			
потенціометричний	–	3,0	–
індукційний	–	2,0	–
Датчики тиску, температури, рівня	–	3,5	–
Манометри	0,135	1,3	15,0
Тахометри	0,25	0,3	0,55
Вимикачі, перемикачі, тумблери пневматичні	–	3,0	–
Сопло	0,01	0,15	2,11
регульоване	0,045	0,55	3,71
Фільтри:			
гідравлічні	–	0,4	–
пневматичні	–	0,3	–

Продовження додатка В

1	2	3	4
Акумулятори гідропневматичні	–	0,2	–
Теплообмінники	2,21	15,0	18,6
Вентилятори	0,89	2,4	3,57
Баки	0,48	1,5	2,52
Резервуари (малі):			
для високого тиску	0,044	0,08	0,144
для нормального тиску	0,18	0,18	0,324
Трубопровід високого тиску	–	0,7	–
Шланги:	0,05	2,0	3,2
напірні	5,22	3,937	5,2
пневматичні	–	0,06	–
Фітинги	0,01	0,15	2,11
Розніми для швидкого з'єднання та роз'єднання	–	0,18	–
Мембрани:			
гумові	–	3,0	–
із гумового полотна	–	2,0	–
металеві	–	0,4	–
Діафрагми	0,1	0,6	0,9
Сильфони металеві	–	0,03	–
Вентиляційні канали	0,89	2,4	3,57
Пружини:	0,004	0,1125	0,221
калібровані	0,009	0,22	0,42
прості зворотні	0,001	0,012	0,022
З'єднання:			
шарнірні	0,80	2,4	4,0
гідравлічні	–	0,02	–
металічні	–	0,04	–
паяні	–	0,04	–
пневматичні	–	0,1	–
трубопроводів	–	0,03	–
Ущільнення:			
обертання	0,23	0,7	1,12
переміщення	0,11	0,3	0,92
Муфти:			
з'єднання валів	0,001	0,025	0,049
фрикційні	0,07	0,30	0,94

Закінчення додатка В

1	2	3	4
Прокладки:			
пробкові	0,003	0,004	0,077
змащені	0,05	0,137	0,225
Підшипники:			
голчаті роликові	0,02	0,5	1,0
ковзання	0,008	0,21	0,42
кульові легких серій	0,075	0,875	1,72
кульові важких серій	0,072	1,8	3,53
Передачі:			
гвинтові	0,002	0,05	0,098
зубчаті	0,0118	0,12	0,20
Клино-пасові приводи	0,142	3,878	15,0
Шестерні (пара):			
приладів	—	0,5	—
силові	—	2,0	—
Кулачки	0,001	0,002	0,004
Пилозахисні кожухи	0,002	0,006	0,01
Амортизатори	—	1,0	—

ДОДАТОК Д

Приблизний обсяг робіт при періодичному огляді, поточному, середньому та капітальному ремонтах

1. При періодичному огляді повинні бути виконані такі роботи:

- 1) перевірка засмічування фільтрів і, при необхідності, промивка або заміна фільтроелементів;
- 2) підтяжка стиків та з'єднань у місці витікання робочої рідини і, при необхідності, заміна ущільнень;
- 3) перевірка правильності роботи гідроприводу за заданим циклом та здійснення органами гідрофікованої машини робочих переміщень відповідно до встановлених значень;
- 4) перевірка настройки гідроапаратури (при виявленні відхилень у роботі);
- 5) перевірка спінення та забрудненості робочої рідини;
- 6) усування несправностей, які спричиняють попадання повітря та води в робочу рідину;
- 7) усування несправностей, виявлених при експлуатації гідроприводу.

2. При поточному ремонті виконують роботи за п. 1, а також перевірку показників робочої рідини та, при необхідності, її заміну, очищення гідросистеми, очищення радіаторів теплообмінника від пилу, бруду, осмолення й накипу.

Заправляти гідросистему робочою рідиною краще закритим способом. Тип робочої рідини повинен задовольняти зазначеному в експлуатаційній документації мастилу, а клас чистоти (ГОСТ 17216-71) також має бути не нижче класу, зазначеного в документації. Робоча рідина також повинна мати сертифікат відповідності.

3. При середньому ремонті повинні бути виконані роботи за п. 2, а також такі:

- 1) перевірка і при необхідності усування несправностей насосів та гідромоторів;
- 2) перевірка і при необхідності усування несправностей гідроциліндрів (заміна ущільнень, поршнів, усування овальності та конусності в корпусах гідроциліндрів);

3) розбирання та промивка гідроапаратів, перевірка стану золотникових пар, сідел клапанів, їх притирання (при необхідності) заміна гідроапаратів (при необхідності);

4) заміна труб, рукавів і з'єднань, які стали непридатними;

5) збирання та налагодження гідроприводу відповідно до гідросхем та паспортних даних.

4. При капітальному ремонті виконують роботи за п. 3, а також усі роботи необхідні для відновлення ресурсу гідроприводу.

Насоси при капітальному ремонті, як правило, підлягають заміні.

5. Гідроприводи, які пройшли капітальний ремонт, повинні бути випробувані в обсязі, не меншому за приймально-здавальні випробування.

6. Повторне використання гумових ущільнень, знятих при ремонті, забороняється.

Додаток Ж

Характерні несправності пневмоапаратів і методи їх усунення

Таблиця Д.Ж.1 – Характерні несправності пневмоапаратів і методи їх усунення

Зовнішній прояв несправності	Ймовірна причина	Спосіб усунення
1. Пневморозподільники з електромагнітним керуванням		
1.1. Під час подачі напруги розподільник не спрацьовує	1.1.1. Напруга або рід струму не відповідає заданим значенням. 1.1.2. Ушкоджено обмотку в котушці. 1.1.3. Заклинило якір через забруднення, які потрапили у зазор між гільзою і якорем, або ушкоджена пряма поверхня	Привести параметри струму відповідно до заданих значень. Замінити котушку (замінити розподільник). Розібрати розподільник, очистити деталі від забруднень, промити
1.2. Під час зняття напруги якір не повертається у вихідне положення	1.2.1. Див. п. 1.1.3. 1.2.2. Вийшла з ладу пружина	Те ж, що в п. 1.1.3. Замінити пружину
1.3. Приводний елемент ручного керування не повертається у вихідне положення	1.3.1. Див. п. 1.2.2. 1.3.2. Заклинило штовхач через попадання забруднень або ушкоджена пряма поверхня	Те ж, що в п. 1.2.2. Розібрати механізм ручного керування, очистити деталі від забруднень, промити
1.4. Підвищення витоку в місцях нерухомих з'єднань деталей, у тому числі, по стикови поверхнях	1.4.1. Ослаблення затягнення кріпильних елементів. 1.4.2. Ушкодження ущільнювача	Підтягти кріпильні елементи. Замінити ущільнювач

Зовнішній прояв несправності	Ймовірна причина	Спосіб усунення
1.5. Розгерметизація ущільнювальних вузлів рухливих з'єднань (як правило, клапанного типу)	1.5.1. Засмічення або ушкодження ущільнення. 1.5.2. Ушкоджена або має дефекти ущільнювальна поверхня сопла	Зробити кілька переключень розподільника для продування. Розібрати розподільник, промити, при необхідності замінити ущільнення. Усунути дефекти механічною обробкою, замінити деталі або замінити розподільник
2. Пневморозподільники з пневматичним керуванням, циліндричним золотником та еластичними ущільненнями		
2.1. Під час подачі керуючого сигналу золотник не переміщається	2.1.1. Тиск керування нижче мінімального значення, встановленого в експлуатаційній документації. 2.1.2. Засмічення каналів керування. 2.1.3. Ушкодження ущільнення каналів керування або камери керування. 2.1.4. Заклинення золотника через попадання в ущільнювальний зазор забруднень, руйнування або видавлювання ущільнень у зазор	Привести тиск у відповідність із вимогами експлуатаційної документації. Прочистити канали керування. Замінити ущільнення. Очистити й промити деталі, при необхідності замінити ущільнення

Продовження табл. Д.Ж.1

Зовнішній прояв несправності	Ймовірна причина	Спосіб усунення
2.2. У розподільниках із пневматичним поверненням золотник не повертається у вихідне положення після зняття керуючого сигналу	2.2.1. Див. пп. 2.1.2–2.1.4. 2.2.2. Тиск живлення нижче мінімального значення, встановленого у експлуатаційній документації	Те ж, що в пп. 2.1.2–2.1.4. Привести тиск у відповідність із вимогами експлуатаційної документації
2.3. У розподільниках із пружинним поверненням золотник не повертається у вихідне положення після зняття керуючого сигналу	2.3.1. Див. п. 2.1.4. 2.3.2. Ушкоджено пружину	Див. п. 2.1.4. Замінити пружину
2.4. Див. п. 1.4	Див. п. 1.4	Див. п. 1.4
2.5. Перетікання повітря між каналами розподільника	2.5.1. Ушкоджено ущільнення (рухомі або нерухомі), що розділяють канали розподільника. 2.5.2. Забруднено поверхні деталей, що контактують із ущільненнями. 2.5.3. Ушкоджено поверхню золотника (ущільнення у корпусі), втулки або корпусу (ущільнення на золотнику)	Замінити ущільнення. Очистити й промити деталі. Відновити поверхню деталей, замінити деталі або розподільник

Зовнішній прояв несправності	Ймовірна причина	Спосіб усунення
3. Пневморозподільники із плоским золотником і пневматичним керуванням		
3.1. Див. п. 2.1	3.1.1. Див. пп. 2.1.1–2.1.3. 3.1.2. Заклинювання поршня через попадання забруднень, руйнування або видавлювання ущільнень у зазор. 3.1.3. Заклинювання золотника через задири або інші ушкодження ущільнювальних поверхонь	Те ж, що в пп. 2.1.1–2.1.3. Очистити й промити деталі, при необхідності замінити ущільнення. Притерти робочі поверхні золотника та плити
3.2. Див. п. 2.2	3.2.1. Див. пп. 2.1.2, 2.1.3, 2.2.2, 3.1.2, 3.1.3. 3.2.2. Заклинювання допоміжного плунжера через попадання забруднень, руйнування або видавлювання ущільнення у зазор	Те ж, що в пп. 2.1.2, 2.1.3, 2.2.2, 3.1.2, 3.1.3. Очистити й промити деталі, при необхідності замінити ущільнення
3.3. Див. п. 1.4	Те ж, що в п. 1.4	Те ж, що в п. 1.4
3.4. Підвищені витоки повітря з-під золотника	3.4.1. Забруднення робочих поверхонь золотника та плити.	Очистити та промити робочі поверхні золотника та плити.

Продовження табл. Д.Ж.1

Зовнішній прояв несправності	Ймовірна причина	Спосіб усунення
	3.4.2. Ушкодження або зношування робочих поверхонь золотника або плити. 3.4.3. Ушкодження пружного елемента, який підтискає золотник до плити	Притерти робочі поверхні золотника та плити. Замінити пружний елемент
4. Пневморозподільники із циліндричним притертим золотником і пневматичним керуванням		
4.1. Див. п. 2.1	4.1.1. Див. пп. 2.1.1, 2.1.2. 4.1.2. Ушкодження ущільнення керуючих каналів. 4.1.3. Заклинювання золотника через попадання в ущільнювальний зазор забруднень. 4.1.4. Ушкодження пристрою втримання золотника в крайніх положеннях у розподільниках із двостороннім керуванням	Те ж, що в пп. 2.1.1, 2.1.2. Замінити ущільнення. Очистити й промити прецизійні поверхні золотника та спряжених деталей. Відремонтувати механізм утримання золотника в крайніх положеннях
4.2. Див. п. 2.3	4.2.1. Див. пп. 2.3.2, 4.1.3	Те ж, що в пп. 2.3.2. і 4.1.3
4.3. Самовільне переключення розподільника із двостороннім керуванням	Див. п. 4.1.4	Те ж, що в п. 4.1.4
4.4. Див. п. 1.4	Те ж, що в п. 1.4	Те ж, що в п. 1.4

Зовнішній прояв несправності	Ймовірна причина	Спосіб усунення
4.5. Підвищення витоку через з'єднання, які ущільнюються малим зазором	Ушкодження або перевищення допустимих значень зношування притертих поверхонь	Замінити розподільник (притерта пара зазвичай ремонту не підлягає)
5. Редуційні пневмоклапани		
5.1. Див. п. 1.4	Те ж, що в п. 1.4	Те ж, що в п. 1.4
5.2. Тиск на виході не підвищується при зростанні керуючого впливу	5.2.1. Див. п. 2.2.2. 5.2.2. Ушкодження настроєної пружини. 5.2.3. Ушкоджено мембрану. 5.2.4. Розгерметизовано місця закладання мембрани. 5.2.5. Розгерметизовано клапан скидання в атмосферу. 5.2.6. Заклинило головний клапан. 5.2.7. Пружина головного клапана обмежує його переміщення. 5.2.8. Ушкоджено ущільнення, яке розділяє камери живлення й вихідного тиску в пристрої розвантаження головного клапана	Те ж, що в п. 2.2.2. Замінити пружину. Замінити мембрану. Очистити поверхні в місцях закладання мембрани, підтягти кріпильні елементи, замінити ущільнювачі (за їх наявності). Очистити поверхні сидла й заслінки клапана, при необхідності замінити ущільнення Очистити (відновити) напрямні поверхні клапанного вузла. Замінити пружину. Замінити ущільнення

Закінчення табл. Д.Ж.1

Зовнішній прояв несправності	Ймовірна причина	Спосіб усунення
5.3. Тиск на виході не знижується при зростанні керуючого впливу	5.3.1. Див. п. 5.2.6. 5.3.2. Забруднено поверхні сідла та головного клапана. 5.3.3. Ушкоджено ущільнення головного клапана. 5.3.4. Забито отвір у клапані скидання в атмосферу	Те ж, що в п. 5.2.6. Очистити поверхні сідла та клапана. Замінити ущільнення. Прочистити й промити клапан скидання, при необхідності прочистити отвір скидання повітря в корпусі
5.4. Підвищення тиску на виході при відсутності витрати	Див. пп. 5.2.8, 5.3.1–5.3.4	Див. пп. 5.2.8, 5.3.1–5.3.4
5.5. Збільшення (зменшення) тиску понад зазначене у технічній документації значення при зменшенні (збільшенні) витрати	Забито канал, що з'єднує камеру вихідного тиску з камерою розвантаження головного клапана	Прочистити канал

Таблиця Д.Ж.2 – Характерні несправності пневмодвигунів і методи їхнього усунення

Зовнішній прояв несправності	Ймовірна причина	Спосіб усунення
1. Пневмоциліндри без гальмування		
1.1. Підвищені зовнішні витоки в місцях нерухомих з'єднань деталей	1.1.1. Ослаблення затягнення кріпильних елементів.	Підтягти кріпильні елементи.
	1.1.2. Ушкодження ущільнювачів	Замінити ущільнювачі
1.2. Підвищені витоки по штоку	1.2.1. Ушкоджено ущільнення штока.	Замінити ущільнення.
	1.2.2. Забруднено поверхні штока або місця під ущільнення.	Очистити й промити поверхні штока та місця під ущільнення, замінити грязезбірник.
	1.2.3. Ушкоджена або зношена поверхня штока.	Відновити поверхню штока, наприклад, шляхом нанесення покриттів і наступної обробки; замінити шток; замінити циліндр.
	1.2.4. Зношена напрямна втулка	Замінити втулку
1.3. Підвищене перетікання повітря між порожнинами пневмоциліндра	1.3.1. Забруднення внутрішніх поверхонь гільзи або канавок під ущільнення на поршні.	Очистити та промити поверхні деталей.
	1.3.2. Ушкоджено ущільнення між поршнем і гільзою або між поршнем і штоком	Замінити ущільнення

Продовження табл. Д.Ж.2

Зовнішній прояв несправності	Ймовірна причина	Спосіб усунення
	1.3.3. Ушкоджена або зношена внутрішня поверхня гільзи. 1.3.4. Зношена напрямна поверхня поршня	Відновити внутрішню поверхню гільзи або замінити циліндр. Відновити напрямну поверхню поршня або замінити поршень
1.4. Рух поршня відбувається ривками, зниження зусилля, швидкості при дотриманні правил, зазначених в експлуатаційній документації	1.4.1. Забруднення поверхні гільзи й штока. 1.4.2. Деформація гільзи або штока. 1.4.3. Ушкодження ущільнень рухомих з'єднань, попадання їхніх ділянок в ущільнювальний зазор. 1.4.4. Збільшення сили тертя через перекоси під час складання або надмірного зношування деталей	Очистити та промити гільзу й шток, замінити грязезбірник. Замінити деталі або циліндр. Замінити ущільнення. Перебрати циліндр, при необхідності замінити зношені деталі
2. Пневмоциліндри з гальмуванням		
2.1. Див. пп. 1.1–1.4	Те ж, що в пп. 1.1–1.4	Те ж, що в пп. 1.1–1.4
2.2. Відсутність або слабкий прояв ефекту гальмування	2.2.1. Невідрегульований дросель. 2.2.2. Ушкоджено ущільнення на гальмовому пристрої, між штоком і поршнем, між поршнем і гільзою, на дроселі, між гільзою та кришкою.	Відрегулювати дросель. Замінити ущільнення.

Зовнішній прояв несправності	Ймовірна причина	Спосіб усунення
	2.2.3. Дросель не перекриває прохідного перетину: через ушкодження сполучених поверхонь дроселюючого елемента; через попадання забруднень	Відновити спряжені поверхні деталей. Промити спряжені поверхні

Таблиця Д.Ж.3 – Характерні несправності пристроїв підготовки стисненого повітря

Зовнішній прояв несправності	Ймовірна причина	Спосіб усунення
1. Фільтри-вологівіддільники з ручним відводом конденсату		
1.1. Підвищені зовнішні витоки в місцях нерухомих з'єднань деталей	1.1.1. Ослаблення затягування кріпильних елементів. 1.1.2. Ушкодження ущільнювачів	Підтягти кріпильні елементи. Замінити ущільнювачі
1.2. Збільшення втрати тиску порівняно із зазначеним у технічній характеристиці	1.2.1. Засмічення фільтрувального елемента	Прочистити фільтрувальний елемент відповідно до рекомендацій, наведених в експлуатаційній документації
1.3. Порушення герметичності дренажного клапана	1.3.1. Забруднення поверхонь деталей клапанного вузла. 1.3.2. Ушкодження поверхонь клапанного вузла	Очистити поверхні деталей. Відновити поверхні або замінити відповідні деталі

Продовження табл. Д.Ж.3

Зовнішній прояв несправності	Ймовірна причина	Спосіб усунення
1.4. Погіршення степеня очищення стисненого повітря	<p>1.4.1. Ушкодження фільтрувального елемента.</p> <p>1.4.2. Повітря проходить крізь фільтр, минаючи фільтрувальний елемент: ослаблене кріплення фільтрувального елемента; ушкоджене ущільнення фільтрувального елемента; ушкоджені ущільнювальні поверхні.</p> <p>1.4.3. Ушкоджено крильчатку або заслінку.</p> <p>1.4.4. Розмір заслінки не відповідає даному типу фільтра</p>	<p>Замінити фільтрувальний елемент.</p> <p>Закріпити фільтрувальний елемент.</p> <p>Замінити ущільнення.</p> <p>Відновити ущільнювальні поверхні або замінити відповідні деталі.</p> <p>Відновити або замінити крильчатку або заслінку.</p> <p>Замінити заслінку</p>
2. Фільтри-вологівіддільники з автоматичним відводом конденсату		
2.1. Див. пп. 1.1, 1.2, 1.4	Те ж, що в пп. 1.1,1.2,1.4	Те ж, що в пп. 1.1,1.2,1.4
2.2. Конденсатовідвідник не спрацьовує (не відкривається дренажний клапан)	<p>2.2.1. Засмічення отвору в запірному клапані.</p> <p>2.2.2. Руйнування поплавця.</p>	<p>Прочистити отвір у запірному клапані.</p> <p>Замінити поплавець.</p>

Зовнішній прояв несправності	Ймовірна причина	Спосіб усунення
	2.2.3. Залипання поплавця на напрямній поверхні стержня. 2.2.4. Заклинювання приводу (поршня) дренажного клапана внаслідок забруднення напрямних поверхонь поршня й гільзи; ушкодження й попадання в зазор ущільнення	Промити напрямні поверхні поплавця й стержня. Очистити напрямні поверхні. Замінити ущільнення
2.3. Після випуску конденсату дренажний отвір не герметизується	2.3.1. Див. пп. 2.2.3, 2.2.4. 2.3.2. Забруднено або ушкоджено ущільнювальні поверхні запірного клапана. 2.3.3. Забито дросельний отвір у дренажному клапані. 2.3.4. Забруднено або ушкоджено ущільнювальні поверхні дренажного клапана.	Див. пп. 2.2.3, 2.2.4. Очистити ущільнювальні поверхні запірного клапана, при необхідності відновити їх, замінити ущільнювальний елемент. Прочистити дросельний отвір у дренажному клапані. Очистити ущільнювальні поверхні дренажного клапана, при необхідності відновити їх, замінити ущільнювальний елемент.

Зовнішній прояв несправності	Ймовірна причина	Спосіб усунення
	2.3.5. Ушкоджено ущільнення в приводі дренажного клапана. Забруднено поверхні, що прилягають до ущільнення	Замінити ущільнення. Очистити поверхні, що прилягають до ущільнення
3. Маслорозпилювачі		
3.1. Див. п. 1.1	Те ж, що в п. 1.1	Те ж, що в п. 1.1
3.2. При збільшенні дроселювання регульованого дроселя подача масла не збільшується	3.2.1. Ушкоджено ущільнення між порожниною вхідного каналу й підковпачковою камерою, забруднено ущільнювальні поверхні. 3.2.2. Засмічено ежекторне сопло. 3.2.3. Залипання зворотного клапана в клапані подачі масла	Замінити ущільнення, очистити ущільнювальні поверхні. Прочистити сопло. Промити деталі зворотного клапана
3.3. При зменшенні ступеня дроселювання регулюючого дроселя подача масла не зменшується	3.3.1. Засмічено вхідний клапан регулюючого дроселя. 3.3.2. Ушкоджено ущільнення регулюючого дроселя або забруднено ущільнювальні поверхні. 3.3.3. Ушкоджено ущільнення прозорого ковпачка.	Прочистити вхідний канал регулювального дроселя. Замінити ущільнення, очистити ущільнювальні поверхні. Замінити ущільнення

Додаток 3

Приклад інструкції з монтажу і технічного обслуговування пневматичних приводів та пристроїв

Монтаж, технічне обслуговування (ТО), технічне діагностування та ремонт пневматичних приводів та пристроїв треба проводити відповідно до їх експлуатаційної, ремонтної документації та документації на машину, на якій вони встановлені, що розробляється відповідно до вимог ДСТ 2.601-68 і ДСТ 2.602-68.

Загальні вимоги безпеки до монтажу й експлуатації пневматичних приводів та пристроїв здійснюються за ДСТ 12.2.086-83, а заходи щодо захисту працюючого персоналу від можливого впливу небезпечних і шкідливих факторів – за ДСТ 12.0.003-74.

Чистота повітря у пневматичній системі повинна відповідати зазначеній в експлуатаційній документації, при цьому клас чистоти повинен бути не більше зазначеного в експлуатаційній документації.

1. Монтаж і пробний пуск

1.1. Транспортування агрегатів і вузлів пневматичного приводу до місця монтажу, на ремонт і з ремонту потрібно здійснювати в спеціальній тарі або упаковці, яка виключає ушкодження або забруднення цих агрегатів і вузлів.

1.2. Оснащення приміщень, робочих місць і технологія розконсервації та монтажу повинні виключати попадання в пневматичну систему стружки й бруду.

1.3. Технологічні заглушки, прокладки та подібні деталі, які захищають внутрішні порожнини пневматичних пристроїв від забруднення, після розконсервації повинні бути встановлені на свої місця, і остаточно видаляти їх треба безпосередньо перед монтажем.

1.4. Не допускається монтаж пневматичних пристроїв із механічними ушкодженнями зовнішніх і ущільнених поверхонь із забоїнами на стикових поверхнях, а також з дефектами приєднувальної різьби та тріщинами на трубопроводах і зварених швах.

1.5. Трубопроводи для монтажу пневматичного приводу повинні бути очищені від окалини, іржі та бруду.

1.6. Монтаж гнучких рукавів повинен виключати скручування рукавів і їхні перегини радіусом менше допустимого, а також стирання зовнішнього шару в процесі експлуатації.

1.7. Ущільнювачі перед монтажем необхідно очистити від забруднень і змастити мастильним матеріалом, інертним до матеріалу ущільнювача.

1.8. Якщо ущільнювачі зберігалися при від'ємних температурах, перед монтажем їх потрібно витримати протягом доби при температурі $(20 \pm 5)^\circ\text{C}$ або протягом години при температурі 50°C .

1.9. Ущільнювачі повинні бути встановлені без перекосів, скручування та механічних ушкоджень.

1.10. Під час монтажу пневматичного приводу необхідно застосовувати тільки штатний інструмент.

1.11. Перед пробним пуском після монтажу необхідно провести такі роботи:

- 1) перевірити за схемою правильність з'єднання трубопроводів;
- 2) перевірити затягнення з'єднань трубопроводів, а також затягнення кріплення до стикових поверхонь пневматичних пристроїв;
- 3) перевірити кріплення компресора, пневматичних двигунів й інших пневматичних пристроїв;
- 4) повністю послабити регулювальні пружини запобіжних пневматичних клапанів (за винятком випадків, коли запобіжні пневматичні клапани відрегульовані й опломбовані або замкнені замком на заводі-виготовлювачі);
- 5) перевірити правильність підключення заземлення;
- 6) короткочасним включенням перевірити правильність напрямку обертання електродвигунів компресорів (у випадку приводу компресорів від електродвигунів);

1.12. Після проведення робіт відповідно до п. 1.11 виконують пусконалагоджувальні роботи, обсяг і послідовність яких визначаються конструкцією й призначенням пневматичного приводу і зазначені в експлуатаційній документації.

1.13. Настроювання максимального тиску пневматичного приводу здійснюють запобіжними клапанами. Значення тиску, який підтримується у системі, повинно бути зазначено в експлуатаційній документації.

1.14. Після закінчення налагодження пневматичного приводу в налагоджувальному режимі (якщо такий режим передбачений) його роботу перевіряють у робочому режимі. При цьому перевіряють спрацьовування пневматичних апаратів із дорожнім (електричним і механічним) керуванням від рухливих частин машин і керуванням за показниками тиску блокувальних пристроїв, перевіряють і регулюють час кожного переходу та час циклу.

Після закінчення регулювання треба законтрити й опломбувати або замкнути замком органи керування, зазначені в експлуатаційній документації.

1.15. Пневматичний привід приймають в експлуатацію в складі машини на підставі аналізу результатів пробного пуску, забезпеченості його безпечної експлуатації та комплектності.

2. Технічне обслуговування

2.1. Нові та пневматичні агрегати, які пройшли капітальний ремонт, перед експлуатацією повинні бути обкатані відповідно до експлуатаційної або ремонтної документації на ці машини.

2.2. Для пневматичних агрегатів установлюються такі види ТО:

- 1) щозмінне ТО (ЩТО);
- 2) періодичний огляд;
- 3) ТО за потребою.

2.3. У загальному випадку під час ЩТО потрібно перевіряти:

- 1) робочий тиск (при наявності манометрів у пневматичному агрегаті);
- 2) тиск у ресивері (при наявності манометра);
- 3) відсутність витоків повітря;
- 4) стан (відсутність ушкоджень) манометрів і вакуумметрів;
- 5) шум і вібрацію (на слух і візуально);
- 6) забруднення фільтрів (при наявності індикатора забруднення);
- 7) відсутність мимовільного опускання механізмів пневматичних агрегатів, які переміщуються у вертикальній площині.

2.4. Заміну фільтроелемента необхідно проводити під час досягнення граничного значення перепаду тиску на фільтрі або в строки, установлені в експлуатаційній документації. Перепад тиску визначають положенням індикатора забруднення фільтра або відповідними показаннями манометрів або вакуумметрів.

Одночасно із заміною фільтроелемента проводять видалення осаду з корпусу фільтра.

2.5. Діагностування пневматичного агрегату виконують відповідно до вказівок з діагностування, наведених в його експлуатаційній документації.

При відсутності цих вказівок в експлуатаційній документації та під час розроблення їх підприємством, яке експлуатує пневматичний агрегат, рекомендується дотримуватися правил, викладених нижче.

Орієнтовний обсяг робіт при періодичному огляді, поточному, середньому та капітальному ремонтах.

2.5.1. При періодичному огляді повинні бути виконані такі роботи:

1) перевірка засміченості фільтрів і, при необхідності, промивання або заміна фільтроелементів;

2) підтяжка стиків і з'єднань у місцях витоку повітря й при необхідності заміна ущільнювачів;

3) перевірка правильності роботи пневматичного агрегату за заданим циклом і здійснення його виконавчими механізмами робочих переміщень установлених значень;

4) перевірка налаштування пневматичної апаратури (при виявленні відхилень у роботі);

5) усунення несправностей, що викликають попадання забруднень і води у пневматичну систему;

6) усунення несправностей, виявлених під час експлуатації пневматичного агрегату.

2.5.2. При поточному ремонті виконують роботи згідно з п. 2.5.1, а також при необхідності очищення пневматичної системи та радіаторів теплообмінників від пилу й бруду.

При середньому ремонті повинні бути виконані роботи згідно з п. 2.5.1, а також такі роботи:

1) перевірка й при необхідності усунення несправностей компресорів і пневматичних двигунів;

2) перевірка й при необхідності усунення несправностей пневматичних циліндрів (замінювання ущільнювачів, поршнів, усунення овальності й конусності в корпусах пневматичних циліндрів);

3) розбирання і промивання пневматичних апаратів, перевірка стану золотникових пар, сідел клапанів, їхнє притирання (при необхідності), при потребі проводять заміну пневматичних апаратів;

4) замінювання труб, які стали непридатними, рукавів і з'єднань;

5) складання та налагодження пневматичного агрегату відповідно до пневматичної схеми і паспортних даних.

2.5.3. При капітальному ремонті виконують роботи згідно з п. 2.5.2, а також усі роботи, необхідні для відновлення ресурсу пневматичного агрегату. Компресори при капітальному ремонті, як правило, підлягають замінюванню.

2.5.4. Пневматичні пристрої, які пройшли ремонт, повинні бути випробувані в обсязі не менше приймально-здавальних випробувань.

2.5.5. Повторне використання гумових ущільнювачів, знятих під час ремонту, не допускається.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Аврунін Г.А. Основи об'ємного гідроприводу і гідропневмоавтоматики : навч. посіб. / Г.А. Аврунін, І.Г. Кириченко, І.І. Мороз; під ред. Г.А. Авруніна. – Х. : ХНАДУ, 2009. – 424 с.
2. Андренко П.М. Поліпшення енергетичних характеристик об'ємних гідроагрегатів / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедев // Вісник Чернігівського Державного технологічного університету. – Чернігів : ЧДТУ, 2011. – № 2 (49). – С. – 98–101.
3. Андренко П.М. Гасителі пульсацій тиску об'ємних гідроагрегатів : монографія / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свинарєнко. – Х. : Вид-во “НТМТ”, 2012. – 160 с.
4. Андренко П. Исследование волновых процессов в гидроагрегате питания гидросистем / П. Андренко, О. Панамарёва // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2012. – Vol. 14, No 1. – P. 3–9.
5. Андренко П.М. Розвиток наукових основ проектування апаратів з гідравлічною осциляцією для систем гідроприводів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня док. техн. наук : 05.02.02 “Машинознавство” / П.М. Андренко. – К., 2009. – 35 с.
6. Ащеулов А.В. Анализ интенсивности отказов гидравлического оборудования / А.В. Ащеулов // Гидравлика, Пневматика, Приводы. – 2010. – № 1 (3). – С. 8–9.
7. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс / Б. Банди; пер. с англ. – М. : Радио и связь, 1988. – 128 с.
8. Батлук В.А. Оцінка надійності мехатронних гідроагрегатів на стадії їх проектування / В.А. Батлук, І.М. Федоренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2009. – №5/6 (41). – С. 21–24.
9. Башта Т.М. Гидравлический привод летательных аппаратов / Т.М. Башта. – М. : Машиностроение, 1967. – 495 с.
10. Бондар В.А. Новые решения в гидроприводе тракторов / В.А. Бондар // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – № 2. – С. 81–84.
11. Волков А.И. Надежность летательных аппаратов / А.И. Волков, А.М. Шишкевич и др. – М. : Высшая школа, 1975. – 296 с.
12. Волков Е.Б. Основы теории надежности ракетных двигателей / А.И. Волков, Р.С. Судаков, Т.А. Сырицын – М. : Машиностроение, 1974. –

400 с.

13. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учеб. для машиностр. вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.

14. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Оценка технического уровня и качества : ОСТ2 Н06-35–84. (Отраслевой стандарт). – М. : ВНИИТЭМР, 1985. – 39 с.

15. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Выбор, монтаж и эксплуатация уплотнений. РТМ2 А50-1–82. – М. : НИИ-маш, 1982. 112 с.

16. Гидросистемы высокого давлений; под ред. Ю.Н. Лаптева. – М. : Машиностроение, 1973. – 152 с.

17. ГОСТ 13765. Пружины винтовые цилиндрические сжатые и растянутые из стали круглого сечения. Методика определения размеров пружин. – Введ. 01.09.1999.

18. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. – М. : Машиностроение, 1990. – 272 с.

19. ДСТУ 3455.1 – 96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч.1. Загальні поняття, терміни та визначення. – Введ. 01.01.1998.

20. Колисниченко К.А. Резонансные явления в системах с высокооборотными насосами / К.А. Колисниченко, В.А. Коротков // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1970. – Вып. 6. – С. 115–123.

21. Колот О.В. Наукові основи підвищення ефективності систем приводів шляхом врахування стохастичності їх характеристик : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня док. техн. наук : 05.02.03 “Системи приводів” / О.В. Колот. – Х., 2005. – 31 с.

22. Лебедєв А.Ю. Прогнозування надійності лабіринтно-гвинтового насоса / А.Ю. Лебедєв // Механіка та машинобудування. – Х. : НТУ “ХП”, 2012. – № 1. – С. 24–32.

23. Лур'є З.Я. Интегральная методика теплового розрахунку об'ємного гідроагрегату / З.Я. Лур'є, П.М. Андренко, О.Б. Панамарьова // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь : ТДАУ. – 2012. – Вип. 12. – Т. 3. – С. 3–14.

24. Методичні вказівки з виконання бакалаврського проекту (роботи) для студентів економічного факультету спеціальності 6.050107 “Економіка підприємств” денної та заочної форм навчання / Уклад. А.І. Яковлєв. – Х. :

НТУ “ХП”, 2007. – 28 с.

25. Методичні вказівки до практичних занять “Вивчення принципу дії, експлуатації та розрахунку надійності гідроапаратів із вібраційною лінеаризацією” з курсу “Надійність та експлуатація гідромашин і гідроприводів” / Уклад. П.М. Андренко, І.П. Гречка та ін. – Х. : НТУ “ХП”, 2003. – 72 с.

26. Методичні вказівки до практичних занять за темою “Експлуатація та ремонт пневматичних пристроїв та приводів” з курсу “Надійність та експлуатація гідромашин та гідроприводів” для студентів спеціальності 7.090209 “Гідравлічні і пневматичні машини” / Уклад. П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко. – Х. : НТУ “ХП”, 2008. – 52 с.

27. Объемные гидравлические приводы / Башта Т.М., Зайченко И.З., Ермаков В.В. и др. ; под ред. Т.М. Башты. – М. : Машиностроение, 1968. – 628 с.

28. ООО “ТЕХРЕЗЕРВ-УКРАИНА”. Прайс лист [Электронный ресурс]. – Режим доступа : kharkov@tchrezerv.ru, www.tchrezerv.ru

29. Планування та обробка результатів випробувань гідропневмо-систем : навч. посіб. / Коваленко А.О., Сьомін Д.О., Роговий А.С., Піла-вов М.В. – Луганськ : Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2011. – 216 с.

30. Подураев Ю.В. Принципы построения и современные тенденции развития мехатронных систем / Ю.В. Подураев, В.С. Кулешов // Мехатроника. – М. : Машиностроение, 2000. – № 1. – С. 5–10.

31. Попов Е.П. Динамика систем автоматического регулирования / Е.П. Попов. – М. : Гос. изд. техн.-теорет. лит., 1954. – 798 с.

32. Проектирование и изготовление гидроприводов машин с учетом обеспечения минимального шума : метод. рекомендации. – М. : НИИмаш, 1979. – 55 с.

33. Рабочие жидкости систем гидропривода : учеб. пособ. / В.А. Трофимов, О.М. Яхно, А.П. Губарев, Р.И. Соломин. – К. : НТУУ “КПИ”, 2009. – 184 с.

34. Рикуніч Ю.М. Визначення парметричних запасів працездатності електромагнітних клапанів / Ю.М. Рикуніч, О.Є. Ситніков, Г.Й. Зайончковський // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2011 – №4 (34). – С. – 50–54.

35. Свешников В.К. Станочные гидроприводы : справочник / В.К. Свешников. – М. : Машиностроение, 1995. – 448 с.

36. Свешников В.К. Новейшие гидроприводы стационарных машин. / В.К. Свешников // Гидравлика & Пневматика, 2005. – №20. – С. 3–11 [Елек-

тронный ресурс]. – Режим доступа: [http:// www.hap.ru](http://www.hap.ru)

37. Система показателей качества продукции. Гидроприводы объемные, пневмоприводы, и смазочные системы. Номенклатура показателей : ГОСТ 4.37-90. – М. : Изд-во стандартов, 1990. – 39 с. – Введ. 09.06.1990.

38. Сырицын Т.А. Надежность гидро- и пневмопривода / Т.А. Сырицын. – М. : Машиностроение, 1981. – 216 с.

39. Сырицын Т.А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов / Т.А. Сырицын. – М. : Машиностроение, 1990. – 248 с.

40. Такэда С. Обслуживание систем пневматической аппаратуры / С. Такэда. – Юкуацуку сэккей, 1983. – Т. 21. – № 7. – С. 56–71.

41. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская, Т.М. Башта и др.; под ред. Т.М. Башты. – М. : Машиностроение, 1989. – 264 с.

42. Финкельштейн З.Л. Эксплуатация гидравлического оборудования : учеб. пособ. / З.Л. Финкельштейн. – Алчевск : ДонДТУ, 2008. – 123 с.

43. Эксплуатация пневмоприводов гибких производственных систем, роботов и других машин. Методические рекомендации. – М. : ВНИИТЭМР, 1987. – 36 с.

44. Яковлєв А.І. Надійність занурювальних асинхронних електродвигунів та їхня економічна ефективність / А.І. Яковлєв, Ю.М. Стеценко, Ю.Ю. Стеценко. – Х. : Бурун Книга. – 2007. – 96 с.

45. Яковлєв А.І. Соціально-економічна ефективність за умов ринку : навч. посіб. / А.І. Яковлєв. – К. : ІСДО, 1994. – 228 с.

46. Andrenko P. Some aspects of designing hydraulic valves with dither linearization / P. Andrenko // *Hydraulika a Pneumatika*. – 2003. – № 4. – P. 5–7.

47. Kollek W. Wplyw parametrow eksploatacyjnych pomp zebatych na wspolczynnik wypromieniowania gzwieku / W. Kollek // II Konferencja pneumatyczne I hydrauliczne elementy automatyki przemyslowej, 1981. – Warszawa, 1981. – P. 473–478.

48. Pizon A. Stan aktualny i tendensje rozwojowe hydraulicznych urzadzen automatyki / A. Pizon // XI Krajowa konferencja automatyki. 17-20 wrzesnia, 1991 r. Bialystok – Bialowieza : Referaty – Bialystok : PPB, 1991. Tom 1. – P. – 99–109.

49. Mednis W. Hydrauliczne napedy i ich sterowanie / W. Mednis. – Warszawa : OWPW, 1999. – 93 p.

Навчальне видання

ФІНКЕЛЬШТЕЙН Зельман Лазаревич
АНДРЕНКО Павло Миколайович
ДМИТРІЄНКО Ольга Вячеславівна

**ЕКСПЛУАТАЦІЯ, ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА НАДІЙНІСТЬ
ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН І ГІДРОПРИВОДІВ**

Навчальний посібник
для студентів вищих технічних навчальних закладів, які навчаються за
напрямом підготовки «Інженерна механіка»

Роботу до видання рекомендував *Г.А. Крутіков*
Редактор *Л.А. Пустовойтова*
Комп'ютерна верстка *О.В. Дмитрієнко*

План 2013 р., поз. 81.
Підп. до друку 23.04.2014 р. Формат 60х84 ¹/₁₆. Папір офсет.
Друк офсетний. Ум. друк. арк. 17,9. Наклад 300 пр. 1-й з-д 1-100
Зам. №59. Ціна договірна.

Видавець і виготовлювач
Видавничий центр НТУ «ХПІ»,
вул. Фрунзе, 21, м. Харків-2, 61002

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.